



**FAKULTA** **ústav mechaniky těles,**  
**STROJNÍHO** **mechatroniky**  
**INŽENÝRSTVÍ** **a biomechaniky**

# **VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## **FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## **ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

# **VÝPOČTOVÉ POSOUZENÍ PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ**

ANALYTICAL CALCULATIONS OF FLANGE JOINTS

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

## **AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Anna Polišenská**

## **VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Jiří Hůlka, Ph.D.**

**BRNO 2019**



## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky  
Studentka: **Bc. Anna Polišenská**  
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství  
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika  
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Hůlka, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Výpočtové posouzení přírubových spojů

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Správné navržení předpínacích sil přírubových spojů je v technické praxi často podceňované. Velikost předpínacích sil v přírubovém spoji je však prvním krokem pro posouzení statické a únavové pevnosti strojní součásti.

#### Cíle diplomové práce:

S pomocí programovacího jazyka Python zpracujte analytický iterační výpočet přírubových spojů dle ČSN EN 1591 (2015).

Verifikujte vytvořený iterační výpočet pomocí metody konečných prvků.

Vytvořený program použijte pro návrh přírubových spojů tlakové nádoby.

#### Seznam doporučené literatury:

ČSN EN 1591, Příruby a přírubové spoje, Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů

ČSN EN 13555, Příruby a přírubové spoje - Parametry těsnění a zkoušení vztahující se na pravidla dimenzování přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsněním

POSPÍŠIL, F.: Závitová a šroubová spojení. Praha 1968

JENÍK, I.: Posouzení přístupů pro výpočet přírubových šroubových spojů. Brno VUT v Brně, FSI, 2013

ČSN EN 1092, Příruby a přírubové spoje - Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství s označením PN

NTD A.S.I., Sekce III. Hodnocení pevnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER.  
Asociace strojních inženýrů, Praha, Brno 2017

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Diplomová práce se zabývá problematikou přírubových spojů. Vhodně navržená konstrukce a montáž přírubového spoje (PS) je nezbytná pro zajištění spolehlivosti potrubních systémů a strojních zařízení, kde jsou tyto spoje použity. Diplomová práce popisuje postupy jejich návrhu a posouzení z hlediska těsnosti, pevnosti a životnosti. Zaměřuje se na výpočet tuhosti všech součástí PS – primárně tuhost přírub, šroubů a těsnění. Stěžejní částí práce bylo vytvoření výpočetního programu využitím jazyka Python pro stanovení vhodné síly předpětí ve šroubech. Program využívá postupů popsanych v normě ČSN EN 1591-1. V práci jsou popsány výpočetní algoritmy tohoto programu, verifikace programu a jeho využití při posouzení PS na konkrétním technickém díle – tlakové nádobě s přilehlým potrubím. Verifikace byla provedena porovnáním působící síly na těsnění získané z výpočetního programu a z deformačně-napět'ové (D-N) analýzy s využitím metody konečných prvků (MKP), přičemž model zatížení v této D-N analýze zahrnoval sílu předpětí získanou z výpočetního programu. Aplikace výpočetního programu na tlakové nádobě spočívala ve stanovení sil předpětí pro všechny PS této sestavy. Poslední část práce popisuje posouzení nejvíce namáhaného PS sestavy. Opět s využitím MKP byl vyhodnocen D-N stav a s využitím normy NTD A.S.I. byl PS posouzen z hlediska těsnosti, pevnosti a životnosti.

## **Klíčová slova**

Přírubový spoj, těsnění, ČSN EN 1591, MKP

## **Abstract**

This Master's thesis deals with flange joints. A suitably designed flange joint (FJ) construction and installation is necessary to ensure the reliability of piping systems and machinery where these joints are used. The thesis describes the procedures of their design and assessment in terms of tightness, strength and durability. It focuses on the stiffness calculation of all components of FJ – primarily the stiffness of flanges, bolts and seals. The main part of the work was to create a computational program by using the Python language to determine the appropriate preload force in the bolts. The program uses the procedures described in the ČSN EN 1591-1 standard. The thesis describes computational algorithms of this program, verification of the program and its use in the assessment of FJ on a specific technical work – pressure vessel with adjacent piping. Verification was performed by comparing the acting force to the seals obtained from the computational program and the stress-strain analysis using the finite element method (FEM), where the load model in this stress-strain analysis included the preload force obtained from the computational program. The application of the pressure vessel computational program consisted in determining the preload forces for all FJs of this assembly. The last part describes the assessment of the most loaded FJ. Again, stress-strain state was evaluated using FEM and FJ was assessed for tightness, strength and durability using the NTD A.S.I. standard.

## **Keywords**

Flange joint, gasket, EN 1591, FEM

#### **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

POLIŠENSKÁ, Anna. *Výpočtové posouzení přírubových spojů*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117453>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Ing. Jiří Hůlka, Ph.D.

#### **PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Výpočtové posouzení přírubových spojů** vypracovala samostatně pod vedením Ing. Jiřího Hůlky, Ph.D. a s použitím literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 24. května 2019

.....  
Anna Polišenská

## **PODĚKOVÁNÍ**

Ráda bych poděkovala vedoucímu mé diplomové práce Ing. Jiřímu Hůlkovi, Ph.D. především za trpělivost, čas, odborné rady a cenné připomínky, které mi věnoval.

Děkuji kolegům ze společnosti Ústav aplikované mechaniky Brno, s.r.o. za jejich podporu, pomoc a rady k mé diplomové práci.

Další poděkování patří rodičům a blízké rodině, která mi poskytovala skvělé zázemí a podporu po celou dobu studia.

Děkuji mému příteli Mirkovi, který mi byl velkou oporou a vždy mi dodával potřebnou motivaci. Bez něj by tato práce pravděpodobně nebyla nikdy dokončena.





**OBSAH**

<b>ÚVOD .....</b>	<b>3</b>
<b>1 MOTIVACE A CÍLE PRÁCE .....</b>	<b>4</b>
1.1 Problémová situace .....	4
1.2 Formulace problému .....	4
1.3 Cíle práce .....	4
<b>2 SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN .....</b>	<b>5</b>
<b>3 PROBLEMATIKA PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ .....</b>	<b>6</b>
3.1 Příruby .....	6
3.1.1 Rozdělení dle ČSN EN 1092-1 .....	7
3.2 Těsnění.....	9
3.2.1 Rozdělení těsnění (typy, materiál) .....	9
3.2.2 Těsnění v hlavním a ve vedlejším silovém toku.....	11
3.2.3 Zkoušky těsnění a měřené parametry .....	11
3.2.4 Modelování relaxace těsnění pomocí MKP.....	17
3.3 Navrhování přírubových spojů .....	20
<b>4 PŘÍRUBOVÝ SPOJ S PŘEDPJATÝMI ŠROUBY .....</b>	<b>22</b>
4.1 Tuhosti spojovacích a spojovaných komponent .....	22
4.1.1 Tuhost šroubu.....	22
4.1.2 Tuhost přírub .....	24
4.2 Poměry sil ve spoji .....	27
4.3 Experiment – Použití těsnění v sérii .....	31
4.3.1 Návrh experimentu .....	32
4.3.2 Výsledky.....	33
4.3.3 Vyhodnocení.....	34
<b>5 POSOUZENÍ PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ .....</b>	<b>35</b>
5.1 Posouzení přírubových spojů z hlediska těsnosti.....	35
5.2 Posouzení přírubových spojů z hlediska pevnosti .....	35
5.3 Posouzení přírubových spojů z hlediska životnosti.....	37
<b>6 VÝPOČETNÍ PROGRAM PRO NÁVRH PŘEDEPÍNACÍCH SIL DLE ČSN EN 1591:2015 .....</b>	<b>38</b>
6.1 Python.....	39

6.2	Verifikace výpočetního programu .....	40
6.2.1	Vstupní parametry pro MKP.....	42
6.2.2	Výsledky verifikace.....	45
6.3	Rozdíly výpočetního programu a normy ČSN EN 1591-1:2015.....	47
<b>7</b>	<b>POUŽITÍ VÝPOČETNÍHO PROGRAMU V PRAXI .....</b>	<b>49</b>
7.1	Analyzované technické dílo .....	49
7.2	Vybraný přírubový spoj .....	51
7.2.1	Výpočet síly předpětí .....	51
7.2.2	Deformačně-napěťová analýza .....	52
7.2.3	Výpočet zbytkové životnosti zařízení – <i>States</i> .....	58
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>60</b>
<b>9</b>	<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>61</b>
	<b>SEZNAM ZKRATEK.....</b>	<b>64</b>
	<b>SEZNAM SYMBOLŮ .....</b>	<b>65</b>
	<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>68</b>

## ÚVOD

V technické praxi jsou přírubové spoje nedílnou součástí potrubních systémů a strojních zařízení. Mezi posuzované vlastnosti spojů patří těsnost, pevnost, seismická odolnost a také únavová životnost. Pokud se však objeví netěsnosti nebo přírubový spoj dokonce selže z pevnostního hlediska, vede to k významným ekonomickým i ekologickým ztrátám či zdraví ohrožujícím situacím. Často jsou tedy kritická právě místa spojů.

Konstrukce i montáž mají významný vliv na celkovou spolehlivost spoje. Jeho navržení zahrnuje stanovení vhodné kombinace materiálů, tlakové třídy (PN), geometrie (DN), těsnění, definování třídy těsnosti, a nakonec předepnutí svorníků, což může být komplikované. Proto vznikly doporučené normované příruby a postupy pro návrh jejich utažení. Jeden z nejpropracovanějších analytických výpočtů předepnutí přírubových spojů je zpracován v ČSN EN 1591-1:2015 [1]. Proces výpočtu je iterační a velmi časově náročný, což je vhodné zefektivnit převedením normy do programové podoby.



Obr. 1: Přírubový spoj [2]

## 1 MOTIVACE A CÍLE PRÁCE

### 1.1 PROBLÉMOVÁ SITUACE

Při posuzování přírubových spojů je v prvním kroku nutný návrh, či znalost předepínacích sil, které jsou jak u stávajících, či nových přírubových spojů (dále jen PS) často neznámé. Návrh předepnutí PS je vztažen ke všem zátěžným stavům (dále jen ZS) a výpočet se tak stává iteračním. U takovýchto výpočtů se vyplatí využít analytických vztahů (např. ČSN EN 1591-1:2015) jak pro prokázání těsnosti, tak jako návrh předepínací síly PS pro případnou detailní analýzu s využitím metody konečných prvků (MKP).

V současné době je nejvíce rozpracována evropská norma ČSN EN 1591-1 [1] v posledním vydání z roku 2015, která je svázána jak s normovanými geometriemi přírub dle PN a DN dle ČSN EN 1092-1 [3] z roku 2018, tak také s normou ČSN EN 13555 [4], která předepisuje postup měření pevnostních a těsnostních charakteristik těsnění umístěného v hlavním silovém toku (dále HST), což je popsáno v kapitole 3.2.2 této práce.

### 1.2 FORMULACE PROBLÉMU

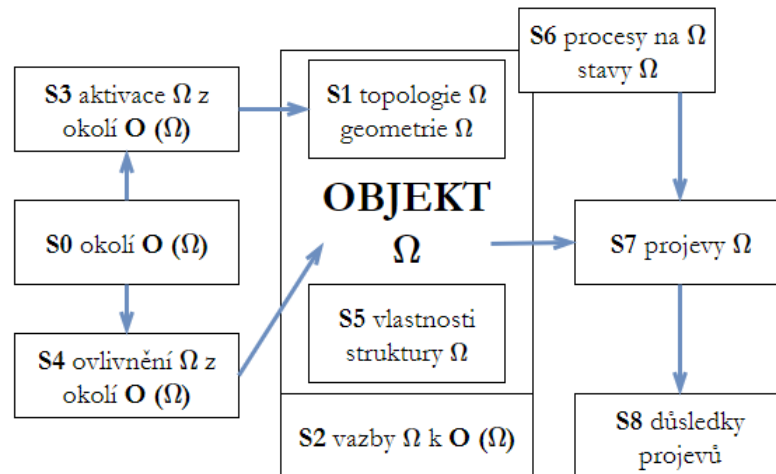
Prvním krokem při posouzení PS je určení předepínacích sil v přírubovém spoji. Pro urychlení stanovení předepínací síly (iterační výpočet) bude vytvořen výpočetní program dle normy ČSN EN 1591-1 [1] z roku 2015. Vytvořený výpočetní program bude použit při detailním posouzení tlakové nádoby a připojeného potrubního systému, který obsahuje velký počet přírubových spojů.

### 1.3 CÍLE PRÁCE

Vzhledem k výše uvedenému problému jsou cíle práce stanoveny takto:

- 1) vytvoření výpočtového programu pro návrh předepínacích sil PS dle ČSN EN 1591-1 [1] při dodržení předepsané těsnosti,
- 2) návrh a provedení experimentu pro posouzení chování dvou těsnění v sérii,
- 3) vyhodnocení experimentu s případným rozšířením výpočtového programu o možnost zahrnutí do výpočtu více těsnění v sérii,
- 4) verifikace výpočetního programu s využitím MKP,
- 5) využití programu k návrhu předepínacích sil přírubových spojů tlakové nádoby,
- 6) provedení analýzy vybraného PS s určením nejvíce namáhaného místa vzhledem k meznímu stavu pevnosti. Statická pevnost bude zhodnocena dle NTD A.S.I. Sekce III [5],
- 7) vyhodnocení zbytkové životnosti v nejnamáhanějším místě dle NTD A.S.I. Sekce IV [6].

## 2 SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN



Obr. 2: Schéma systému podstatných veličin

**Objektem  $\Omega$**  je přírubový spoj. Systém podstatných veličin  $\Sigma(\Omega)$  zahrnuje následující množiny:

### S0 Prvky okolí entity

Podstatným aspektem okolí je tlak a teplota proudícího média uvnitř zařízení i teplota a tlak působící na zařízení z vnějšku.

### S1 Veličiny popisující strukturu a topologii objektu

Struktura a topologie je dána výkresovou dokumentací, která poskytuje všechny potřebné údaje.

### S2 Vazby objektu s okolím a na nich probíhající interakce

Přírubový spoj je ve většině případů svařen s trubicí, která je dále pevně či rozebíratelně spojena s dalšími částmi zařízení.

### S3 Aktivace objektu z okolí

Zatížení vyvolané předpětím na šroubech způsobí přítlačnou sílu na těsnění.

### S4 Ovlivnění objektu z okolí

Zbytková napětí vyvolaná svařováním nejsou do analýzy zahrnuta.

### S5 Veličiny popisující vlastnosti jednotlivých prvků objektu

Vlastnosti jsou popsány modulem pružnosti v tahu a Poissonovým poměrem. Tyto veličiny vstupují do konstitutivních vztahů.

### S6 Veličiny popisující procesy probíhající na objektu

Tlak, kterým působí médium uvnitř trubky.

### S7 Veličiny popisující chování objektu

Primárně deformace (posuvy, přetvoření) a sekundárně výsledné síly na těsnění, které rozhodují o dostatečném těsnění spoje nebo nadměrném přetěžování těsnící součásti.

### S8 Veličiny popisující důsledky chování objektu

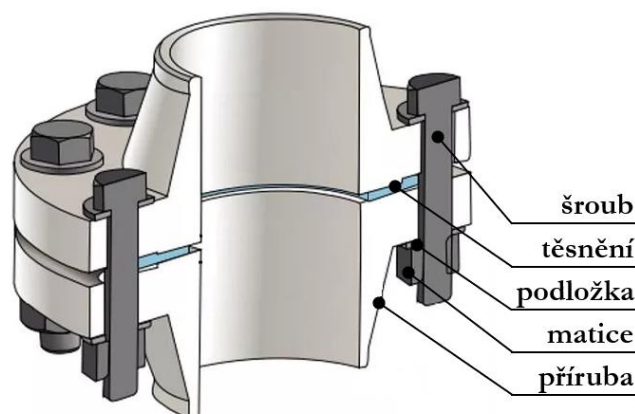
Nevhodným konstrukčním návrhem může být dosaženo patričného technického mezního stavu v oblasti přírubových spojů.

### 3 PROBLEMATIKA PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ

Přírubový spoj se řadí mezi rozebíratelná spojení, čímž je umožněna snadná výměna částí, čištění, kontrola nebo úprava systému. V rámci své funkce má za úkol zajistit pevnost a požadovanou těsnost. I přes to, že se jedná o opravitelný objekt, je u některých aplikací vyžadováno, aby bylo spojení funkční (bez nutnosti opravy) až několik desítek let. Jde o použití v odvětvích, kde je odstavení z provozu velmi nákladné či zcela nemožné (jaderná energetika, letectví nebo kosmické programy).

Neexistují žádné normy, které by předepisovaly, ve kterých případech má být použito PS a ve kterých spojení svarové. Z finančního hlediska se může volba PS jevit neekonomická, avšak PS nabízí několik výhod, které jeho náklady kompenzují. Jedná se například o výrobu a kontrolu jednotlivých částí ve výrobním závodě. Dále umožňují napojení austenitických a feritických potrubí bez nutnosti provádění komplikovaných heterogenních svarů, což je zásadní zejména v jaderné energetice. Mezi nevýhody přírubových spojů patří skutečnost, že přírubový spoj není nikdy 100% nepropustný a oproti svarovému spoji je pro něj potřeba více místa. Přírubové spoje jsou však součástí mnoha technických zařízení, jako jsou čerpadla, parogenerátory, reaktory a další.

Přírubový spoj (Obr. 3) je sestava složená ze dvou přírub, těsnění, šroubů, matic a případně podložek nebo talířových pružin. Použití podložek pomáhá k příznivějšímu rozložení kontaktních tlaků mezi podložkou a spojovanou součástí, k ochraně spojované součásti proti opotřebení či poškození při montáži nebo ke snížení „sedání spoje“ (pokles předpětí). Dále zajišťují rovnoměrnější silové rozložení, které je významné při únavovém namáhání a zároveň příznivě ovlivňuje účinnost těsnění v přírubových spoích [7]. Talířové pružiny se aplikují u přírubových spojů, které jsou z pohledu těsnosti obzvláště důležité nebo jsou namáhané velkými teplotními gradienty. V následujících podkapitolách jsou jednotlivé části popsány podrobněji.

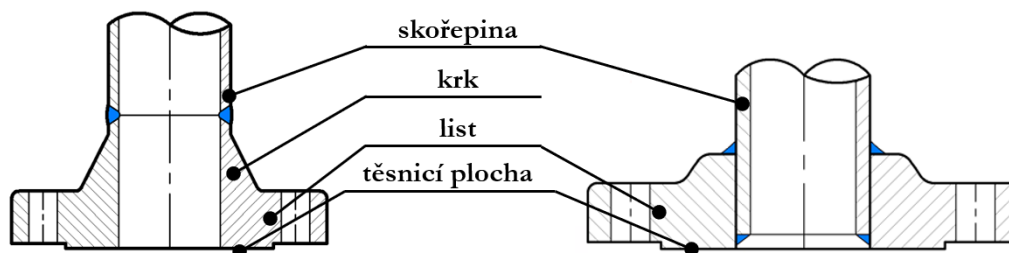


Obr. 3: Části přírubového spoje [8]

#### 3.1 PŘÍRUBY

Příruba (Obr. 4) je většinou kruhová rotačně symetrická součást, která slouží ke spojení dvou částí (potrubních či strojních) při zajištění požadované těsnosti. Příruby jsou k potrubí obvykle přivařeny nebo přišroubovány (točivé či závitové příruby). Vedené médium prochází

střední částí příruby. Po obvodu listu jsou díry pro šrouby, které mohou být průchozí nebo zaslepené se závitem. Část příruby, která je v kontaktu s těsněním (případně protilehlou přírubou), se označuje jako těsnicí plocha.



Obr. 4: Části příruby [9]

Existují různé typy přírub: násuvné, přivařovací, točivé, závitové, s krkem, s lemem či obrubou nebo zaslepovací. Těsnicí plocha nemusí být vždy rovná. Příruby se vyrábí s těsnicí lištou, perem, drážkou a dalšími úpravami. Jednotlivé typy přírub jsou normalizovány, například již zmiňovaná ČSN EN 1092-1 [3], která rozděluje příruby do tříd podle vnitřního průměru – světlosti (DN – *diameter nominal*) a podle tlaku (PN – *pressure nominal*). V tomto normativním předpisu jsou stanoveny také těsnicí plochy, rozměry, závity, velikosti nebo počty šroubů.

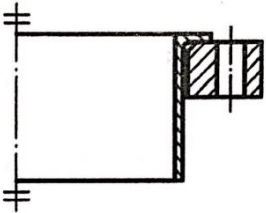
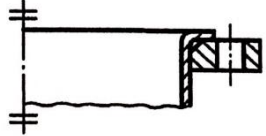
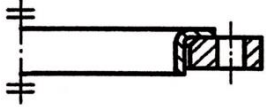
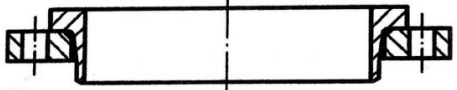

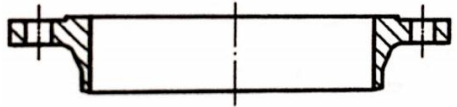
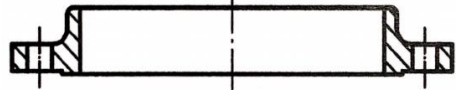
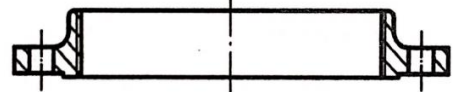
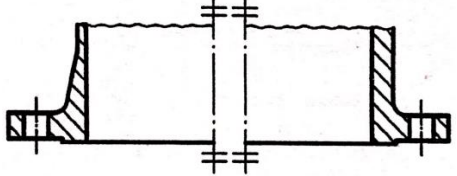
### 3.1.1 Rozdělení dle ČSN EN 1092-1

Norma na základě vnitřního průměru (DN) a definovaného jmenovitého tlaku (PN), kde jmenovitý tlak je desetinásobek provozního tlaku, stanovuje zbylé rozměry tak, aby z pevnostního hlediska byla příruba dostatečně tuhá.

Tento dokument také normalizuje těsnicí plochy přírub jak z hlediska tvarového, tak rozměrového (Příloha – Tabulka A).

Tabulka 1: Typy přírub dle ČSN EN 1092-1

Typ příruby	Popis	Obrázek
01	Plochá přivařovací příruba	
02 + 32	Točivá plochá příruba s navařenou obrubou	
02 + 35	Točivá plochá příruba s přivařovacím lemem s krkem	

Typ příruby	Popis	Obrázek
02 + 36	Točivá plochá příruba s vylišovaným lemem s dlouhým krkem	
02 + 33	Točivá plochá příruba s vylemovaným koncem trubky	
02 + 37	Točivá plochá příruba s vylišovaným lemem	
04 + 34	Točivá plochá příruba s přivařovací obrubou s krkem	
05	Zaslepovací příruba	
11	Přivařovací příruba s krkem	
12	Násuvná přivařovací příruba	
13	Závitová příruba s krkem	
21	Integrální příruba	

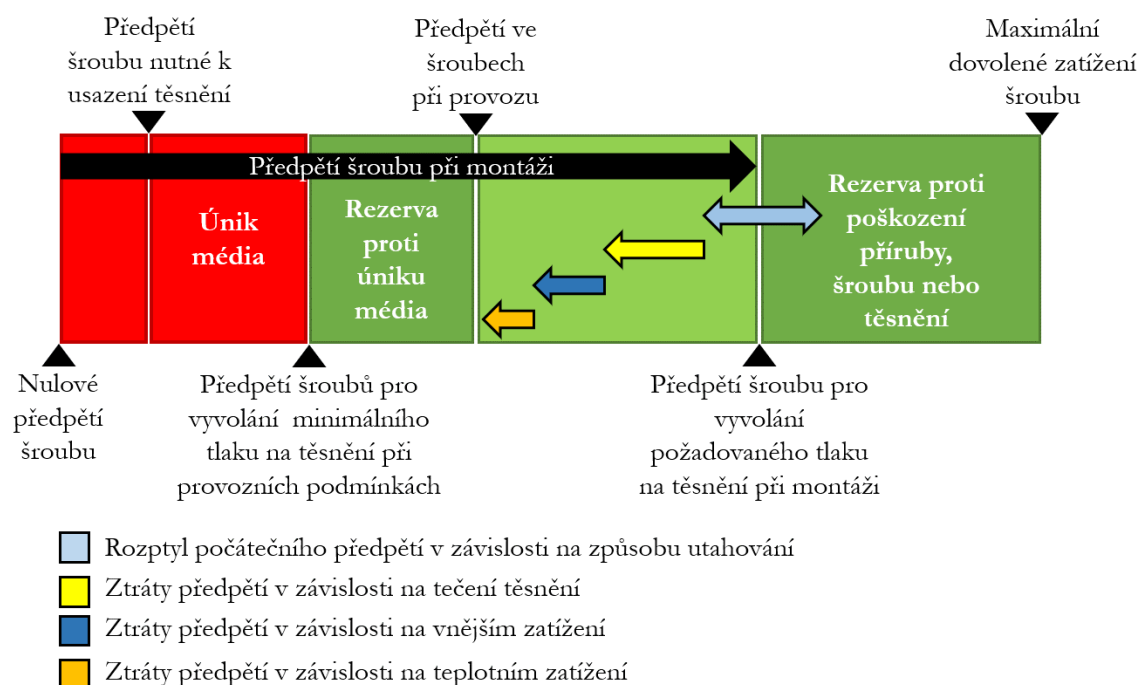


### 3.2 TĚSNĚNÍ

V přírubovém spoji slouží těsnění k zabránění úniku vedeného média mimo trasu při různých provozních stavech, které jsou specifické různými hodnotami teploty a tlaku média. Těsnění vyplňuje mikroskopické mezery a nerovnosti těsnicích ploch přírub a tím přispívá k požadované těsnosti spojení. Aby těsnění plnilo svoji funkci, musí být na těsnicí plochy vyvíjen dostatečný tlak, a to opět ve všech provozních stavech. Naopak hodnota tlaku nesmí přesáhnout limit, při kterém by došlo k některému z těchto mezních stavů [4]:

- zhroucení,
- proniknutí těsnění do otvoru (vnitřní cesty),
- poškození namáhaného povrchu těsnění.

Potřebného tlaku na těsnění je dosaženo pomocí předpětí ve šroubech. Proto má stanovení tohoto předpětí zásadní vliv na zajištění funkčnosti celého přírubového spoje.



Obr. 5: Grafické zobrazení závislosti předpětí šroubu a tlaku na těsnění (vytvořeno dle [10])

#### 3.2.1 Rozdělení těsnění (typy, materiál)

Na základě charakteru materiálu lze těsnění rozdělit do tří základních kategorií [11], [12]:

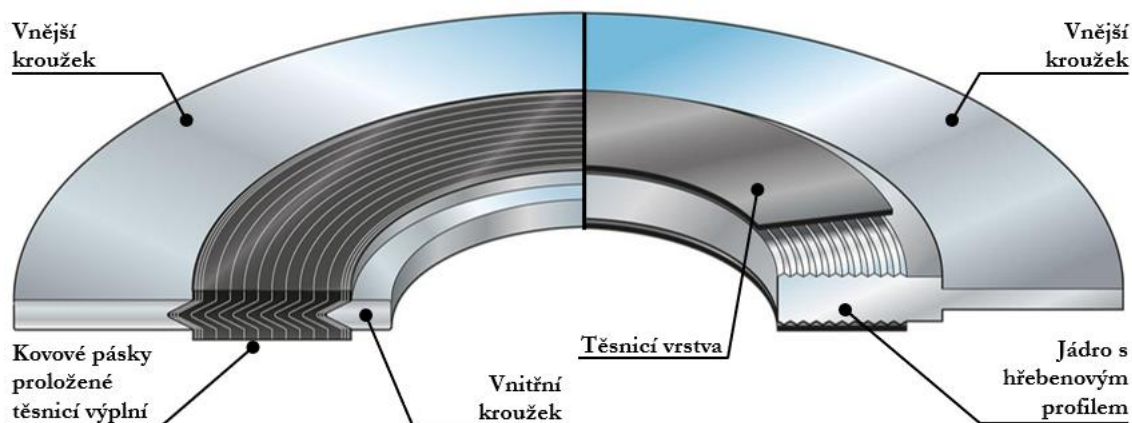
- nekovová (*non-metallic*),
- kompozitní (*semi-metallic*),
- kovová (*metallic*).



Obr. 6: Nekovová těsnění [13]

Těsnění spadající do kategorie nekovových patří mezi nejpoužívanější a jsou určena především pro použití při nižších provozních tlacích. Běžnou konstrukcí nekovových těsnění jsou kruhová plochá těsnění. Příruby používané s těmito těsněními mají většinou rovnou těsnicí plochu, případně jsou opatřeny těsnicí lištou (A, B, Tabulka A v příloze). V některých pramenech tato těsnění označují jako „těsnění s nízkou tvrdostí“ [1] nebo „měkká“ [11] (zde ve smyslu oproti kovovým těsněním). Mezi nekovová spadají těsnění vyrobená z elastomeru (pryž), teflonu (PTFE), grafitu, silikonu, která se případně vyztužují aramidovými, keramickými nebo skelnými vlákny. Výhodou nekovových těsnění je velká tvarová variabilita, která je umožněna způsobem výroby. Tvary jsou vysekávány nebo vyřezávány z desek materiálu.

Do kategorie kompozitních těsnění jsou řazena těsnění obsahující jak nekovovou, tak kovovou část. Kovová část (nejčastěji nerez) zajišťuje především pevnost, zatímco nekovová část (expandovaný grafit, teflon, ...) zajišťuje těsnost a přizpůsobivost. Často používaná kompozitní těsnění jsou z hlediska konstrukce spirálově vinutá nebo hřebenová. Skladba a části zmíněných konstrukcí je zřejmá z Obr. 7.



Obr. 7: vlevo: spirálově vinuté těsnění, vpravo: hřebenové těsnění [14]

Kompozitní těsnění jsou určena pro téměř jakékoli provozní podmínky. Jsou použitelná při zatěžování jak vysokým tlakem, tak i teplotou. Při použití těchto těsnění jsou těsnicí plochy přírub v úpravě (dle [3]) s těsnicí lištou (B), v provedení kombinace pera (C) a drážky (D) nebo kombinace nákržku (E) a výkržku (F) – viz Tabulka A v příloze.



Obr. 8: Kovové těsnění v drážce příruby [15]

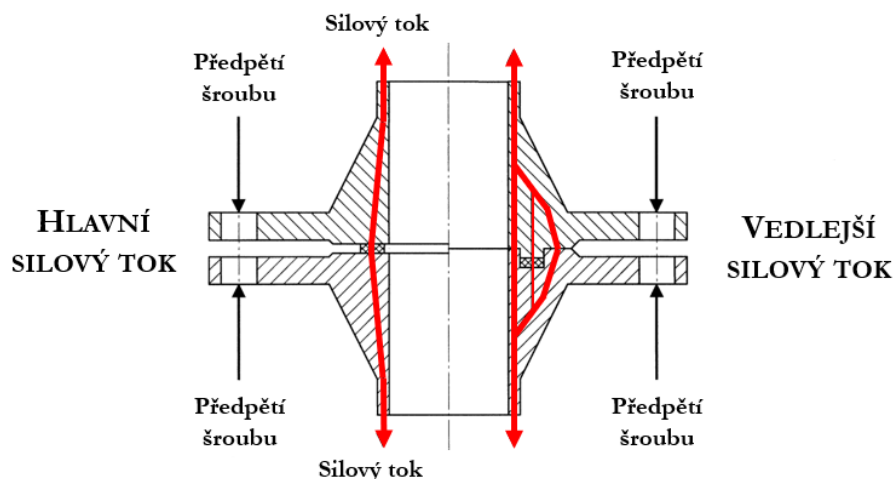
Kovová těsnění (Obr. 8) jsou vyráběna z jednoho druhu případně z kombinace kovů. Nejčastěji jde o nerezové oceli, dále měď nebo hliník. V jaderné energetice se dominantně

používá nikl. U těchto těsnění dochází ke kontaktu kov na kov, proto je nutné s nimi použít vhodné příruby s přesnými a speciálně upravenými těsnicími plochami. Průřezy těsnění se vyrábí kruhové, oválné, osmiúhelníkové a další speciální profily. Vzhledem k výborné tlakové odolnosti a minimálnímu netěsnostem jsou tato těsnění používána především v jaderné energetice, petrochemii a chemickém průmyslu. Problémem u tohoto typu těsnění je výrazně vyšší namáhání dělicí roviny, vyšší předepínací síly a zatížení drážky příruby.

Také pro těsnění byly vytvořeny normativní předpisy. Tyto normy definují materiály, rozměry, jejich tolerance, a značení pro

- nekovová těsnění – ČSN EN 1514-1 [16], ASME B16.21 [17],
- kompozitní a kovová těsnění – ČSN EN 1514-2 [18], 1514-4 [19], 1514-6 [20], ASME B16.20 [21].

### 3.2.2 Těsnění v hlavním a ve vedlejším silovém toku



Obr. 9: Přírubový spoj s těsněním v hlavním (vlevo) a ve vedlejším (vpravo) silovém toku [22]

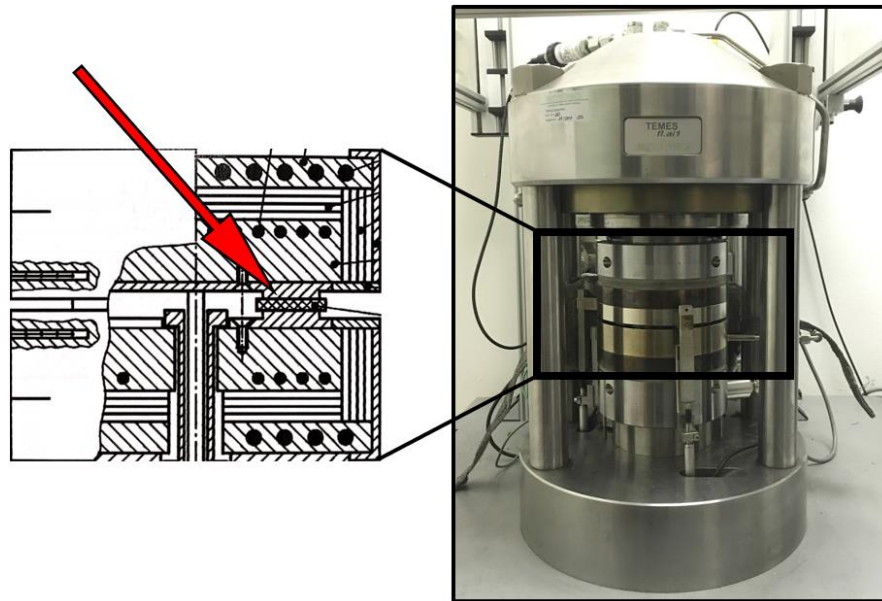
Rozdíl mezi těmito konfiguracemi je patrný z Obr. 9. Při konfiguraci těsnění v **hlavním silovém toku (HST)** je celé zatížení od předepjatých šroubů při montáži přenášeno přes těsnění (německy *Krafthauptschluß* – KHS a anglicky *floating type* – „plovoucí typ“). Zejména v aplikacích, kde je očekáváno dynamické zatěžování přírubových spojů, jsou příruby kromě kontaktu přes těsnění také v kontaktu přímém, tedy kov na kov. Anglický výraz pro tuto konfiguraci vychází právě z typu kontaktu, tedy *metal-to-metal contact*, zkráceně MMC [22]. Oproti tomu v česky (a německy) psaných zdrojích je toto uspořádání nazýváno podle polohy těsnění vůči působení sil – těsnění ve **vedlejším silovém toku (VST)** (*Kraftnebenschluß* – KNS).

### 3.2.3 Zkoušky těsnění a měřené parametry

Pro výpočty (nejen dle normy ČSN EN 1591-1 [1]) je důležitá znalost parametrů těsnění (Tabulka 2) související s jeho deformací, creepovými vlastnostmi a těsnicí funkcí. Postup pro zjištění konkrétních parametrů těsnění v HST předepisuje například norma ČSN EN 13555 [4]. Tato práce se zabývá PS s těsněním v HST, proto zkoušky těsnění ve VST nebudou blíže popsány.

**Tabulka 2: Zkoušky těsnění a vyhodnocované parametry**

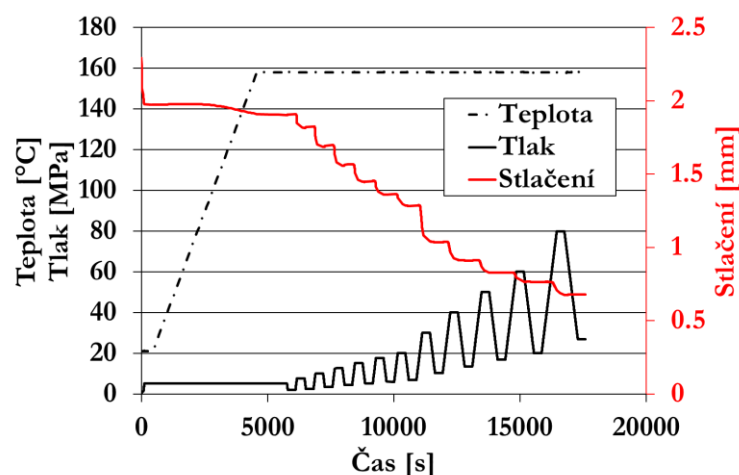
Poloha těsnění	Druh zkoušky	Označení veličiny	Jednotky	Popis veličiny
HST	Zkouška deformačních vlastností	$e_G(Q_{G0})$	[mm]	Počáteční tloušťka stlačeného těsnění při dotykovém tlaku $Q_{G0}$
		$E_G$	[MPa]	Modul pružnosti
		$Q_{smax}$	[MPa]	Maximální povrchový tlak, kterému lze těsnění vystavit při provozní teplotě bez poškození
	Zkouška creepových vlastností	$\Delta e_{Gc}$	[mm]	Změna tloušťky těsnění nebo těsnicího prvku
		$P_{QR}$	[–]	Součinitel relaxace
	Zkouška těsnostních vlastností	$Q_{min(L)}$	[MPa]	Minimální povrchový tlak požadovaný pro třídu těsnosti $L_N$ při montáži
		$Q_{smin(L)}$	[MPa]	Minimální povrchový tlak požadovaný pro třídu těsnosti $L_N$ po odlehčení (v provozu)
VST	Zkouška deformačních vlastností	$\sigma_{KNS}$	[MPa]	Napětí na těsnění potřebné k dosažení kontaktu těsnicích ploch
	Zkouška creepových vlastností	$g_{KNS}$	[–]	Součinitel relaxace
	Zkouška těsnostních vlastností	$p_{KNS}$	[MPa]	Maximální dovolený vnitřní přetlak média pro dodržení dané třídy těsnosti $L$



Obr. 10: Zkušební zařízení se schematickým detailem, zkušební vzorek označen červenou šipkou

#### Zkouška deformačních vlastností

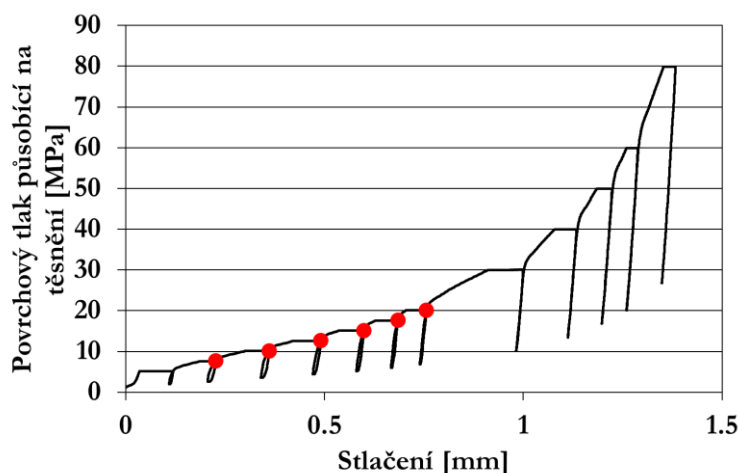
K určení deformačních parametrů slouží zkouška, jejíž průběh je zřejmý z Obr. 11. Tato zkouška by měla být provedena pro různé teploty, které odpovídají provozním podmínkám, a to nejméně dvakrát. Zkouška dle ČSN EN 13555 [4] probíhá následovně: nejprve je těsnění zatíženo počátečním povrchovým tlakem ( $1 \text{ MPa}$ ), dále je ohříváno na požadovanou teplotu. Následuje cyklické stlačování a odlehčování s postupně navyšující se maximální hodnotou tlaku až do dosažení limitního stavu. Pro každý cyklus je zaznamenán pokles tloušťky těsnění v závislosti na změně tlaku.



Obr. 11: Záznam průběhu zkoušky deformačních vlastností

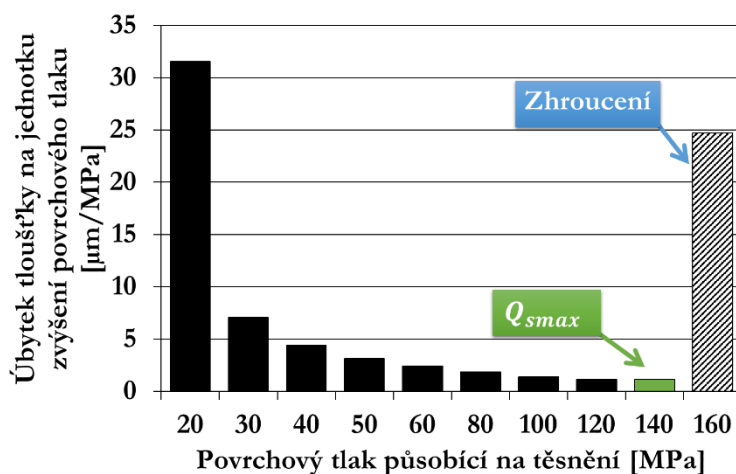
Z popsané zkoušky je vyhodnocována závislost tloušťky těsnění na povrchovém tlaku při teplotě, která je označována jako **křivka stlačitelnosti**, někdy také jako kompresní křivka. Na Obr. 12, na kterém je kompresní křivka s odlehčením, je červeně naznačeno, ze kterých bodů je výsledná kompresní křivka tvořena. Hodnoty z této křivky slouží ke stanovení

parametru  $e_G(Q_{G0})$  (počáteční tloušťka stlačeného těsnění při dotykovém tlaku  $Q_{G0}$ ) v normě ČSN EN 1591 [1], který je významný pro výpočet předpětí  $F_{B0}$ .



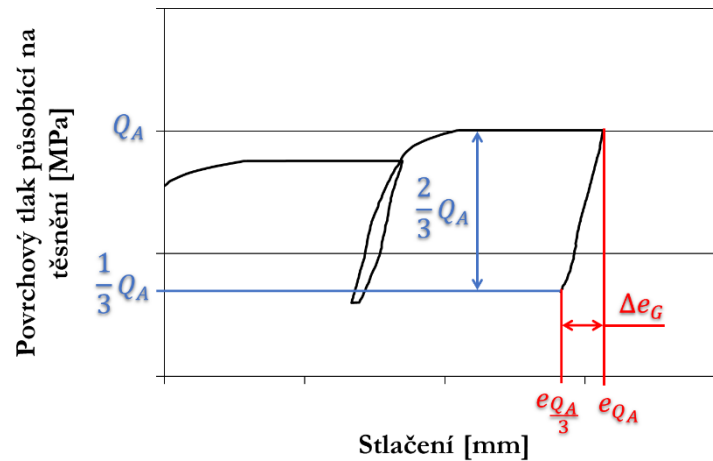
Obr. 12: Křivka zotavení tloušťky těsnění

Ze zkoušky (Obr. 11) lze vyhodnotit **modul pružnosti  $E_G$** . Ten je stejně tak jako u kovových materiálů funkcí teploty. Pro těsnění je navíc závislý také na působícím tlaku. Na Obr. 12 je graficky znázorněno získání hodnot, které vstupují do rovnice (1) pro výpočet modulu pružnosti těsnění  $E_G$  při konkrétní hodnotě tlaku  $Q_A$ .



Obr. 13: Určení maximálního povrchového tlaku  $Q_{smax}$ , kterému lze těsnění při provozní teplotě vystavit bez poškození

Dalším vyhodnocovaným parametrem je **maximální povrchový tlak, kterému lze těsnění při provozní teplotě vystavit bez poškození  $Q_{smax}$** . Poškozením je zde myšleno zhroucení, které je definováno jako výrazný pokles tuhosti. Jinak řečeno, jde o prudký nárůst úbytku tloušťky na jednotku zvýšení povrchového tlaku, viz Obr. 13. Tento parametr je u deskových materiálů významně závislý na tloušťce a výsledné hodnoty jsou tak platné pouze pro konkrétní rozměr.

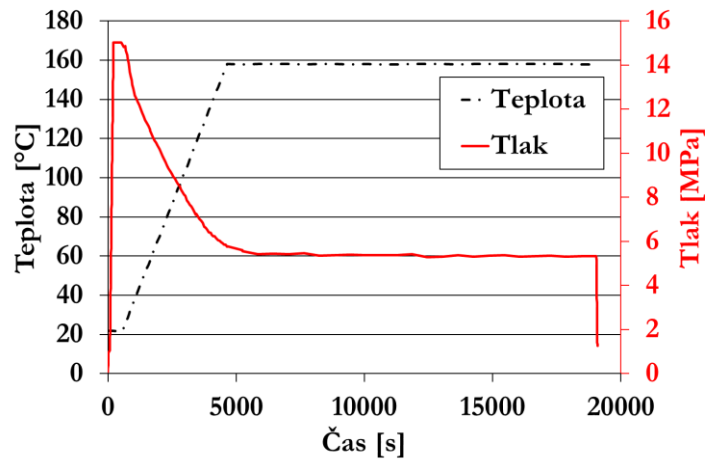


Obr. 14: Určení modulu pružnost

$$E_G = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{Q_A - \frac{1}{3}Q_A}{\frac{e_{Q_A} - e_{\frac{Q_A}{3}}}{\frac{e_G}{3}}} = \frac{\frac{2}{3}Q_A}{\frac{\Delta e_G}{\frac{e_G}{3}}} = \frac{2}{3}Q_A \cdot \frac{e_G}{\Delta e_G} \quad (1)$$

#### Zkouška creepových vlastností

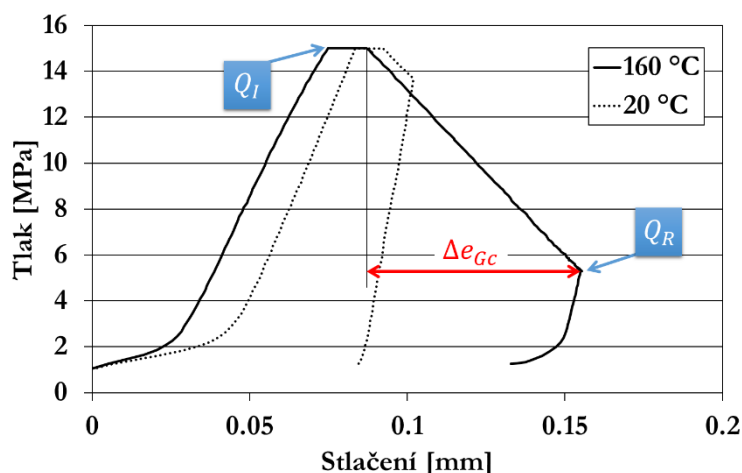
Průběh zkoušky je zobrazen na Obr. 15. Tuto zkoušku je opět nutné provádět alespoň pro dvě různé teploty dle předpokládaných provozních podmínek. Nejprve je vzorek zatížen požadovaným tlakem  $Q$ , který je udržován po dobu 5 min pro stanovení počáteční tloušťky těsnění. Následně je těsnění ohříváno do požadované teploty. Na této teplotě se setrvává po dobu 4 h. Poté je zaznamenán zbývající tlak  $Q_R$  a výsledná tloušťka těsnění.



Obr. 15: Průběh zkoušky creepových vlastností

Výše popsaná zkouška slouží ke zjištění **součinitele relaxace**  $P_{QR}$ . Tento parametr udává poměr povrchového tlaku po relaxaci  $Q_R$  a před relaxací  $Q_I$ . Hodnoty  $Q_R$  a  $Q_I$  jsou na Obr. 16 vyznačeny modře.





Obr. 16: Creepové kompresní křivky pro různé teploty

Ze stejné zkoušky se vyhodnocuje parametr **změna tloušťky těsnění nebo těsnícího prvku**  $\Delta e_{Gc}$ , který je definován jako rozdíl původní a výsledné tloušťky těsnění. Na Obr. 16 je tento parametr zvýrazněn červeně. Tento obrázek zároveň demonstruje význam provádění zkoušek pro různé teploty. U zde vykreslené zkoušky je hodnota  $\Delta e_{Gc}$  při teplotě 160 °C téměř šestinásobná oproti hodnotě při 20 °C. Zároveň součinitel  $P_{QR}$  se zvýšenou teplotou klesl skoro na třetinovou hodnotu.

#### Zkouška těsnostních vlastností

Těsnostní vlastnosti jsou úzce spjaty s termínem **třída těsnosti**  $L_N$ . Index  $N$  určuje maximální hodnotu specifické míry netěsnosti, tedy maximální hmotnost média, které unikne na jednotkové délce za jednotku času. Zmíněná specifická míra netěsnosti se při zkoušce určí jako naměřená netěsnost vztažená k aritmetickému průměru vnějšího a vnitřního obvodu těsnění. Přehled tříd těsnosti dle ČSN EN 13555 [4] je v Tabulka 3. Vyšší třídy těsnosti jsou v případě potřeby zavedeny pokračováním uvedené řady.

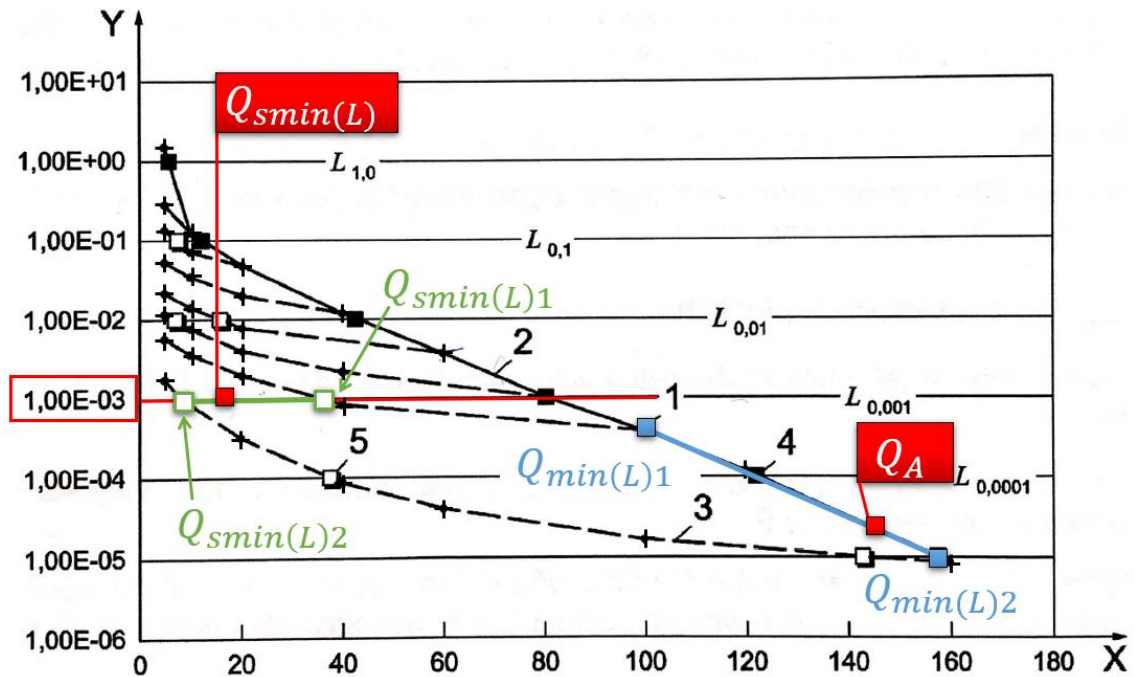
Tabulka 3: Třídy těsnosti dle ČSN EN 13555

Třída těsnosti $L_N$	$L_{1.0}$	$L_{0.1}$	$L_{0.01}$
Specifická míra netěsnosti [ $mg(s \cdot m)^{-1}$ ]	$\leq 1.0$	$\leq 0.1$	$\leq 0.01$

Na Obr. 17 je záznam zkoušky, ze které jsou vyhodnocovány parametry **minimální povrchový tlak požadovaný pro třídu těsnosti  $L_N$  při montáži**  $Q_{min(L)}$  a **minimální povrchový tlak požadovaný pro třídu těsnosti  $L_N$  po odlehčení (v provozu)**  $Q_{smin(L)}$ . Průběh zkoušky zahrnuje cyklické zatěžování a odlehčování vzorku, který je zatížen vnitřním přetlakem, jehož hodnoty vychází z provozních podmínek. Jako zkušební médium se používá helium, případně dusík. Měření netěsnosti probíhá při stanovených povrchových tlacích (černé symboly + v Obr. 17). Následně je naměřená netěsnost vztažena na aritmetický průměr vnitřního a vnějšího obvodu vzorku. Na záznamu zkoušky (Obr. 17) je zatížení vykresleno spojitou čarou, odlehčení přerušovanou. Na zatěžovací křivce leží hodnoty



$Q_{min(L)}$  (plné čtyřúhelníky) a odlehčovací křivka poskytuje hodnoty  $Q_{smin(L)}$  (prázdné čtyřúhelníky).



Obr. 17: Záznam zkoušky těsnostních vlastností; X – účinný povrchový tlak působící na těsnění [MPa]; Y – netěsnost [mg/(m·s)] [4]

#### Přírubový spoj bez těsnění

Podstatou utěšňování PS bez použití těsnění spočívá v přímém kontaktu obou těsnících ploch, které bývají lapovány. Výsledná těsnost je ovlivněna výhradně předpětím ve šroubech. Nevýhodou tohoto spojení je omezený počet montáží a vysoké utahovací síly.

#### 3.2.4 Modelování relaxace těsnění pomocí MKP

Všechna těsnění (zejména polytetrafluorethylenová – PTFE) vykazují zvýšení míry netěsnosti v závislosti na čase, což je způsobeno napětíovou relaxací. U stlačeného těsnění dojde s postupem času k disipaci akumulované energie. Jedná se o projev viskoelastického chování materiálu. Relaxaci je možné modelovat pomocí MKP. Následuje rešerše z oblasti modelování relaxace těsnění pomocí MKP.

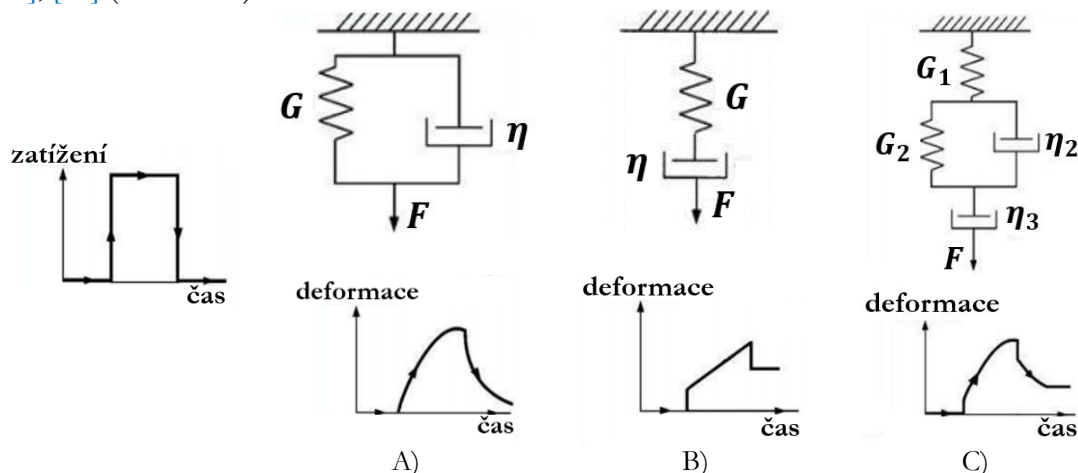
Základem je využití reologických modelů. Ty popisují lineární závislost mezi napětím  $\sigma$  a deformací  $\gamma$  pomocí modulu pružnosti  $G$  (Hookův zákon, rovnice (2)) či závislost rychlosti deformace pomocí viskozity  $\eta$  (Newtonský viskozní tok, rovnice (3)).

$$\sigma = G\gamma \quad (2)$$

$$\sigma = \eta \frac{d\gamma}{dt} \quad (3)$$

Pro matematický popis relaxace se používá reologický model Maxwell [23] (Obr. 18 B). Pro přesnější simulaci relaxace těsnění pomocí MKP lze použít lineární model Burger [24]

(Obr. 18 C), což je v sérii rozšířený Maxwellův model pomocí Kelvin-Voightova modelu [25], [26] (Obr. 18 A).



Obr. 18: Reologické modely pro viskoelastický materiál, A) Kelvin-Voigt [25], [26], B) Maxwell [23], C) Burger [24]

Princip Burgerova modelu byl použitý ve studii Alkelani a spol. [27], kteří simulovali pomocí MKP a verifikovali experimentem styren butadienový kaučuk. Burgerův model byl verifikován, ale pouze pro krátkou časovou odezvu (do 16 hodin). Studie [28] ověřila vhodnost Burgerova modelu i pro delší časové odezvy (více než 2 roky) pro materiál PTFE. Autoři uvádějí, že konečnoprvkový řešič ANSYS nedisponuje tímto modelem, proto tento model konvertovali do tzv. *Prony series*, což je v řešiči ANSYS dostupné. Ve studii [28] byly pro vyhodnocení Burgerových konstant použity experimentální data od Bergström a spol. [29]. Zmíněné konstanty jsou uvedeny v Tabulka 4.

Tabulka 4: Konstanty Burgerova modelu [28]

Konstanta	Symbol	Hodnota	Jednotka
Maxwellova tuhost pružiny	$G_m$	4.435	$N \cdot mm^{-1}$
Kelvin-Voightova tuhost pružiny	$G_k$	12.940	$N \cdot mm^{-1}$
Maxwellova viskozita tlumiče	$\eta_m$	20506.158	$Ns \cdot mm^{-1}$
Kelvin-Voightova viskozita tlumiče	$\eta_k$	1016.199	$Ns \cdot mm^{-1}$

Studie [28] dále popisuje způsob konverze Burgerova modelu na *Prony series*. Burgerův model lze popsat čtyřmi parametry podle rovnice

$$\sigma + p_1 \dot{\sigma} + p_2 \ddot{\sigma} = q_1 \dot{\epsilon} + q_2 \ddot{\epsilon}, \quad (4)$$

přičemž pro jednotlivé prvky platí

$$p_1 = \frac{\eta'_m G_m + \eta'_m G_k + \eta'_k G_m}{G_m G_k}, \quad (5)$$

$$p_2 = \frac{\eta'_m \eta'_k}{G_m G_k}, \quad (6)$$

$$q_1 = 2\eta'_m \text{ a} \quad (7)$$

$$q_2 = \frac{2\eta'_m\eta'_k}{G_k}. \quad (8)$$

Dále pak platí

$$G_m = \frac{E_m}{2(1 + \mu_m)}, \quad (9)$$

$$G_k = \frac{E_k}{2(1 + \mu_k)}, \quad (10)$$

$$\eta'_m = \frac{\eta_m}{2(1 + \mu'_m)} \text{ a} \quad (11)$$

$$\eta'_k = \frac{\eta_k}{2(1 + \mu'_k)}. \quad (12)$$

Dle Ansys Help [30] je *Prony series* uvedena jako několik Maxwellových prvků v sérii s paralelní pružinou okolo celého řetězce o tuhosti  $G_\infty$ . Modul relaxace má pak tvar

$$G_{(t)} = G_\infty + \sum_{i=1}^N G_i e^{-\left(\frac{t}{\tau_i}\right)}. \quad (13)$$

S úvahou, že pro polymery jsou všechna  $\mu = 0.5$  a využitím Laplaceovy transformace, lze Burgerův model (rovnice 3) porovnat s *Prony series* (rovnice (13)) a získat tak vztahy

$$G_\infty = 0, \quad (14)$$

$$G_1 = \frac{G_m}{\alpha - \beta} \left( \frac{G_k}{\eta'_k} - \beta \right), \quad (15)$$

$$G_2 = \frac{G_m}{\alpha - \beta} \left( \alpha - \frac{G_k}{\eta'_k} \right), \quad (16)$$

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \text{ a} \quad (17)$$

$$\tau_2 = \frac{1}{\alpha}. \quad (18)$$

Přičemž pro  $\alpha$  a  $\beta$  platí

$$\alpha, \beta = \frac{p_1 \pm \sqrt{p_1^2 - 4p_2}}{2p_2}. \quad (19)$$

Řešič ANSYS používá relativní modul  $g_{(t)}$ :

$$g_{(t)} = \frac{G_{(t)}}{G_m}. \quad (20)$$

Proto je třeba rovnice (14) a (15) uvést v relativním tvaru:

$$g_1 = \frac{1}{\alpha - \beta} \left( \frac{G_k}{\eta'_k} - \beta \right) \quad a \quad (21)$$

$$g_2 = \frac{1}{\alpha - \beta} \left( \alpha - \frac{G_k}{\eta'_k} \right). \quad (22)$$

Příkazy v preprocesoru ANSYS, kterými pak lze nastavit Burger model pomocí *Prony series* jsou následující:

*TB, PRONY, 1, 1, 2, SHEAR*

*TBTEMP, 0*

*TBDATA, g<sub>1</sub>, τ<sub>1</sub>, g<sub>2</sub>, τ<sub>2</sub>,*

Potřebné parametry pro možnost modelování relaxace nebyly k dispozici, proto není ve verifikaci (kapitola 6.2) tento vliv zohledněn.

### 3.3 NAVRHOVÁNÍ PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ

Navrhování přírubových spojů je vhodné rozdělit do dvou skupin:

- pro potrubní systémy
- pro technická zařízení

U potrubních systémů je návrh ulehčen normovanými rozměry přírub, které jsou roztrženy dle světlosti potrubí (DN) a jmenovitého tlaku média (PN). Používaných norem je spousta, mezi nejpropracovanější patří již zmíněná EN 1092-1 [3], která doporučuje nejenom geometrii přírub, ale také materiál přírub a svorníků. Tato norma je propojena s dalšími EN normami, což usnadní návrh, například ve smyslu výběru vhodného těsnění. Při konstruování PS je nutné uvažovat následující parametry:

- prostorové omezení,
- dovolená míra netěsnosti (třída těsnosti  $L_N$ ),
- tlak a teplota v provozních a zkušebních stavech,
- vnější zatížení od potrubí (axiální a příčné síly a krouticí a ohybové momenty),
- reaktivita média,
- radioaktivita média,
- materiálové vlastnosti komponent,
- seismická.

Proces návrhu PS zahrnuje iterační postup, přičemž je kontrolováno, zda jsou splněny požadované parametry, respektive není dosaženo žádného z mezních stavů. Zmíněná

kontrola zahrnuje také posouzení přírubových spojů, čímž se detailněji zabývá kapitola 5 od strany 35. Pro kontrolu návrhu je vhodné ověřit finální verzi analýzou využívající MKP.

K navržení a posouzení konstrukce PS lze s výhodou využít normy:

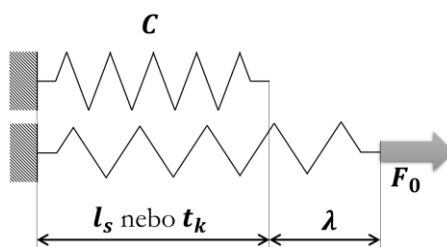
- ČSN EN 1591-1 [1],
- NTD A.S.I. Sekce III [5],
- KTA 3211.2 [31],
- KTA 3201.2 [32].

## 4 PŘÍRUBOVÝ SPOJ S PŘEDPJATÝMI ŠROUBY

Jak již bylo uvedeno ve 3. kapitole, mezi části přírubového spoje patří také šrouby, matice a podložky. Funkcí šroubů u přírubového spoje je – kromě spojení dvou přírub – také vytvoření dostatečného tlaku na těsnění. Toho je dosaženo předepnutím šroubů, které je závislé na tuhosti jednotlivých komponent, o čemž pojednává první podkapitola.

### 4.1 TUHOSTI SPOJOVACÍCH A SPOJOVANÝCH KOMPONENT

Pro zjednodušení lze v mezích platnosti Hookova zákona (lineární závislost mezi  $\sigma$  a  $\varepsilon$ ) nahradit jednotlivé součásti (šrouby, příruby) přírubového spoje lineárními pružinami o odpovídající konstantní tuhosti.



Obr. 19: Grafická interpretace lineární pružiny

Tuhost lineární pružiny  $C$  je definována jako podíl síly  $F_0$  a prodloužení  $\lambda$ , které tato síla vyvolá v jejím směru [7]. Rovnice (23) popisuje situaci znázorněnou na Obr. 19.

$$C = \frac{F_0}{\lambda} \quad (23)$$

Vzorec (24) vyjadřuje prodloužení  $d\lambda$  elementárního prvku délky  $dx$  v závislosti na působící síle  $F_0$ , modulu pružnosti materiálu  $E$  a příčném průřezu prvku  $S$  [7].

$$d\lambda = \frac{F_0 dx}{ES} \quad (24)$$

#### 4.1.1 Tuhost šroubu

K určení tuhosti šroubu  $C_s$  zatíženého tahem u šroubového spojení je dle [7] možné použít rovnici (25), která je výsledkem dosazení integrované rovnice (24) do (23).

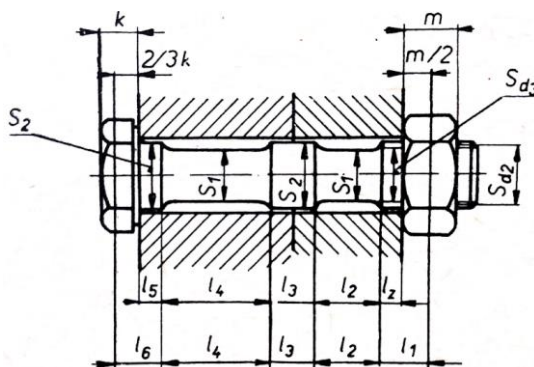
$$C_s = \frac{SE_s}{l_s} \quad (25)$$

Výše uvedený vzorec (25) popisuje tuhost šroubu se závitem k hlavě, přičemž  $l_s$  zde označuje svěrnou délku šroubu, což je vzdálenost od dosedací plochy hlavy k dosedací ploše matice [33]. V praxi jsou kromě těchto šroubů používány i šrouby s částečným závitem nebo šrouby se speciální úpravou (Obr. 20). U takto členitých šroubů je celková tuhost šroubu  $C_{celk}$  vypočtena jako (26) a s využitím rozdělení šroubu na úseky se stejným příčným průřezem  $S_i$ .

$$\frac{1}{C_{celk}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} = \frac{1}{E_s} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{S_i} \quad (26)$$

Pro konkrétní případ z Obr. 20 by rovnice (26) měla tvar (27).

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} \left( \frac{l_2 + l_4}{S_1} + \frac{l_3 + l_5}{S_2} + \frac{l_z}{S_{d3}} \right) \quad (27)$$

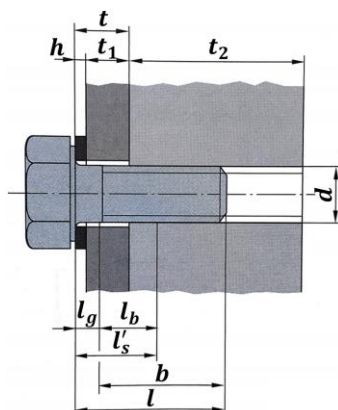


Obr. 20: Šroub rozdělený na úseky pro výpočet tuhosti,  $S_i$  označuje příčný průřez [33]

Při porovnání hodnot získaných z (27) a ze zkoušek bylo zjištěno nadhodnocení tuhosti uvedeným vzorcem přibližně o 5 %. Korekce může být provedena zahrnutím deformace hlavy a matice podle [34] tak, že se k závitové části  $l_z$  přidá délka dvou až tří závitů. V jiných zdrojích [35], [36] nebo [37] ke korekci použili zvětšenou délku dříku o  $\frac{2}{3}$  výšky hlavy a závitovou délku o  $\frac{1}{2}$  výšky matice. Pro případ na Obr. 20 přechází vzorec (27) do tvaru (28).

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} \left( \frac{l_2 + l_4}{S_1} + \frac{l_3 + l_6}{S_2} + \frac{l_1}{S_{d3}} \right) \quad (28)$$

Je-li spojení provedeno bez matice a šroub je zašroubován v závitovém hnízdě (Obr. 21), pak je účinná svěrná délka  $l'_s$  určena podle (29), jak je uvedeno v [7].

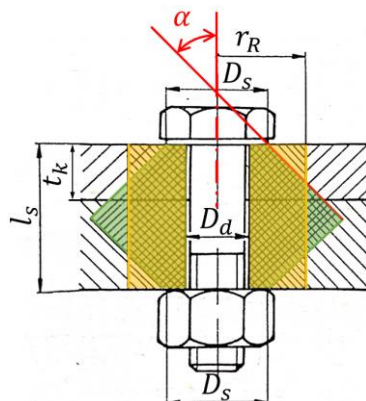


Obr. 21: Šroubové spojení bez matice [7]

$$l'_s = \begin{cases} t_2 < d \rightarrow t + \frac{t_2}{2} \\ t_2 \geq d \rightarrow t + \frac{d}{2} \end{cases} \quad (29)$$

#### 4.1.2 Tuhost přírub

Popsaný postup stanovení tuhosti  $C$  je použitelný jak pro výpočet tuhost šroubů  $C_s$ , tak pro výpočet tuhosti příruby  $C_{pi}$ . V případě přírub je však situace komplikovanější, protože vlivem předpětí šroubu je deformována pouze část příruby obklopující šroub. V článku [38] zkoumajícím rozložení tlaku na rozhraní spojovaných součástí autoři ukázali, že tlak je nezanedbatelný až do vzdálenosti 1.5 násobku poloměru šroubu od jeho osy. Zdroj [7] popisuje, že tlak působící od spojovacích součástí se do součástí spojovaných šíří pod vrcholovým úhlem  $45^\circ$ . Tuto informaci potvrzuje [33], ale uvádí, že dochází k nadhodnocení tuhosti spojovaných součástí, proto doporučuje použít vrcholový úhel  $\alpha$  z rozsahu  $\langle 25^\circ; 33^\circ \rangle$ .



Obr. 22: Bachův tlakový dvojkužel (zelený) a Rötscherův tlakový válec (žlutý) [33]

Kontaktní plochy jsou kruhového tvaru, proto rozložení tlaku tvoří komolý dvojkužel – Bachův tlakový dvojkužel. Pro krátké šrouby lze výpočet zjednodušit použitím Rötscherova válce, který má stejný objem (lze nahradit osovým řezem a srovnat plochy řezů) jako nahrazený dvojkužel, viz Obr. 22.

#### Výpočet tuhosti příruby z Bachova dvojkužele a Rötscherova válce

Obsah osového řezu Bachova dvojkužele  $S_B$  s vrcholovým úhlem  $\alpha$  lze vypočítat jako

$$S_B = 4 \int_0^{\frac{l_s}{2}} \left( \frac{D_s}{2} + x \tan \alpha \right) dx = \left( D_s l_s + \frac{l_s^2 \tan \alpha}{2} \right) \quad (30)$$

a pro obsah osového řezu Rötscherova válce  $S_R$  platí

$$S_R = 2 \int_0^{l_s} (r_R) dx = 2 r_R l_s. \quad (31)$$



Hodnota vnějšího poloměru Rötšcherova válce  $r_R$  je určena z rovnosti výrazů (30) a (31). Namáhaný průřez  $S_{pR}$  lze podle Rötšchera vyjádřit jako plochu náhradního válce (viz Obr. 22), kterou vyjadřuje vzorec (32).

$$S_{pR} = \pi(r_R^2 - r_d^2) = \pi \left\{ \left[ \frac{1}{2} \left( D_s + \frac{l_s \tan \alpha}{2} \right) \right]^2 - \left( \frac{D_d}{2} \right)^2 \right\} \quad (32)$$

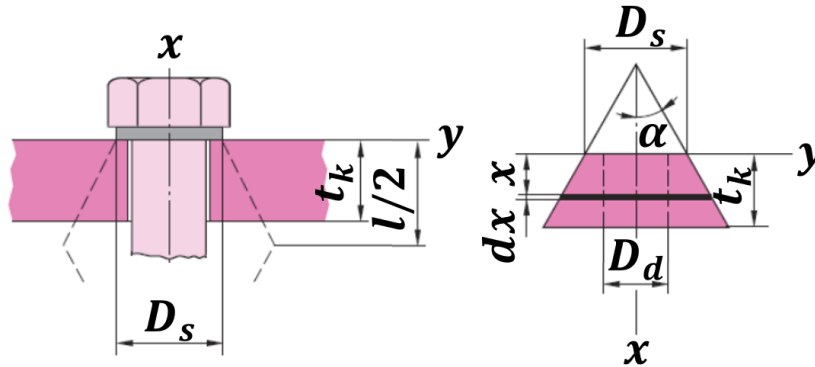
Celkové stlačení příruby  $\lambda_{pRi}$  je pak dáno vzorcem (33), který byl získán dosazením (32) do vzorce (24) a integrací po tloušťce příruby  $t_{ki}$ .

$$\begin{aligned} \lambda_{pRi} &= \frac{F_0}{E_{pi}} \int_0^{t_{ki}} \frac{dx}{\pi \left\{ \left[ \frac{1}{2} \left( D_s + \frac{l_s \tan \alpha}{2} \right) \right]^2 - \left( \frac{D_d}{2} \right)^2 \right\}} = \\ &= \frac{F_0}{E_{pi}} \cdot \frac{t_{ki}}{\frac{\pi}{4} \left[ \left( D_s + \frac{l_s \tan \alpha}{2} \right)^2 - D_d^2 \right]} \end{aligned} \quad (33)$$

Předpis pro tuhost příruby pomocí Rötšcherova kužele  $C_{pRi}$  vznikne dosazením  $S_{pR}$  z rovnice (32) do dříve uvedené rovnice (1).

$$C_{pRi} = \frac{E_{pi}}{t_{ki}} \cdot \frac{\pi}{4} \left[ \left( D_s + \frac{l_s \tan \alpha}{2} \right)^2 - D_d^2 \right] \quad (34)$$

Výše uvedené odstavce popisovaly výpočet tuhosti příruby o tloušťce  $t_{ki}$  a modulu pružnosti  $E_{pi}$  s využitím Rötšcherova tlakového válce, který vychází z Bachova kužele s vrcholovým úhlem  $\alpha$ .



Obr. 23: Spojovaná součást nahrazená dutým komolým dvojkuželem [7]

V případě Bachova tlakového dvojkužele na Obr. 23 je plocha  $S_B(x)$  funkcí souřadnice  $x$  a její vyjádření je v rovnici (35).

$$\begin{aligned} S_B(x) &= \pi(r_{out}^2(x) - r_{in}^2) = \pi \left[ \left( x \tan \alpha + \frac{D_s}{2} \right)^2 - \left( \frac{D_d}{2} \right)^2 \right] = \\ &= \pi \left( x \tan \alpha + \frac{D_s + D_d}{2} \right) \left( x \tan \alpha + \frac{D_s - D_d}{2} \right) \end{aligned} \quad (35)$$

Vztah (35) se dosadí do vzorce (24) a integrací po tloušťce příruby  $t_{ki}$  přechází ve vztah pro celkové stlačení příruby  $\lambda_{pBi}$ .

$$\begin{aligned}\lambda_{pBi} &= \frac{F_0}{E_{pi}} \int_0^{t_{ki}} \frac{dx}{\pi \left( x \tan \alpha + \frac{D_s + D_d}{2} \right) \left( x \tan \alpha + \frac{D_s - D_d}{2} \right)} = \\ &= \frac{F_0}{\pi E_{pi} D_d \tan \alpha} \ln \left( \frac{(2t_{ki} \tan \alpha + D_s - D_d)(D_s + D_d)}{(2t_{ki} \tan \alpha + D_s + D_d)(D_s - D_d)} \right)\end{aligned}\quad (36)$$

Tuhost příruby podle Bachova kužele  $C_{pBi}$  popisuje rovnice (37), která vznikla dosazením rovnice (36) do vztahu (23).

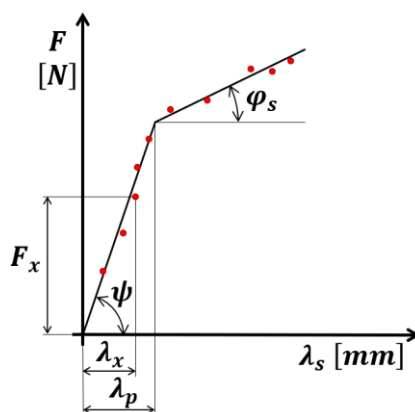
$$C_{pBi} = \frac{\pi E_p D_d \tan \alpha}{\ln \left( \frac{(2t_k \tan \alpha + D_s - D_d)(D_s + D_d)}{(2t_k \tan \alpha + D_s + D_d)(D_s - D_d)} \right)}\quad (37)$$

Rovnice (36) a (37) jsou vyjádřeny pro výpočet tuhosti příruby o tloušťce  $t_{ki}$  a modulu pružnosti  $E_{pi}$  s využitím Bachova tlakového kužele s vrcholovým úhlem  $\alpha$ .

Protože šroubový spoj může spojovat více než dvě součásti, které nemusí mít stejný modul pružnosti, byly oba popsane postupy určení tuhosti vztaženy na jednu komponentu (proměnné indexem  $i$ ). Celková tuhost spojovalých součástí by pak byla vypočtena ze vzorce (38).

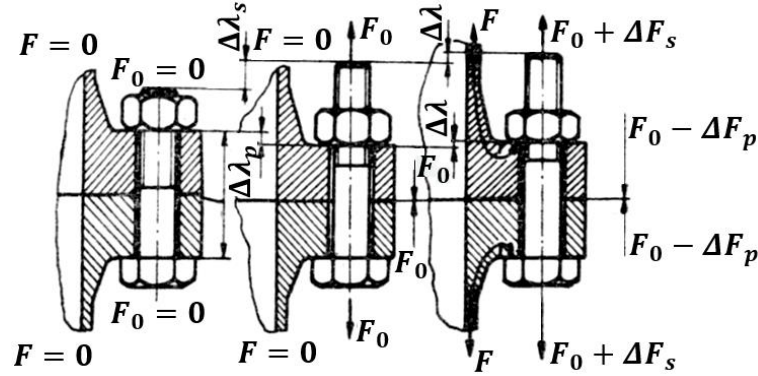
$$\frac{1}{C_{celk}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i}\quad (38)$$

Další možností, jak zjistit tuhost spojovalých součástí, je pokus popsáný v [33]. Postup experimentu se skládá ze sestavení identického spoje a vnesení požadovaného předpětí  $F_0$ . Tento spoj je následně zatěžován provozní silou  $F$ . Zaznamenává se síla  $F_x$  a příslušné protažení  $\lambda_x$ . Výsledkem je bilineární závislost zobrazená na Obr. 24. První část se směrnici  $\tan \psi$  představuje charakteristiku celého spoje ( $C_p + C_s$ ). Zlom křivky nastává při oddělení spojovalých součástí, tedy  $F_p = 0$ . Nová směrnice přímky  $\tan \varphi_s$  je již charakteristikou pouze šroubu. Odtud lze zjistit tuhost spojovalých komponent jako rozdíl  $\tan \psi$  a  $\tan \varphi_s$ .



Obr. 24: Experimentální určení tuhosti spojovalých součástí

## 4.2 POMĚRY SIL VE SPOJI



Obr. 25, zleva: dosednutí kontaktních ploch, dotažení pro vyvození předpětí, zatížení předepjatého přírubového spoje [33]

Po kontaktu všech komponent (viz Obr. 25 uprostřed), dochází k předpínání šroubu a tím k jeho prodlužování, přičemž spojované části jsou naopak stlačovány. Tím je ve šroubu vyvolána síla, která je označována jako předpětí  $F_0$ . Předpjatý šroub je tedy prodloužen o  $\lambda_s$  a příruby jsou stlačeny o  $\lambda_p$ . Pro celkovou změnu rozměrů  $\lambda$  platí rovnice (39).

$$\lambda_s + \lambda_p = \lambda \quad (39)$$

Je-li předpjatý šroub zatížen provozní silou  $F$ , výsledná síla působící na šroub  $F_s$  se z důvodu pružných deformací přírub i šroubu **NEROVNÁ** součtu provozní síly  $F$  s předpětím  $F_0$ .

Hookův zákon je pro šrouby vyjádřen s využitím prodloužení  $\lambda_s$  rovnicí (40) a obdobně pro příruby s využitím  $\lambda_p$  rovnicí (41).

$$\varepsilon_s = \frac{\lambda_s}{l_s} = \frac{\sigma_s}{E_s} \quad (40)$$

$$\varepsilon_p = \frac{\lambda_p}{t_k} = \frac{\sigma_p}{E_p} \quad (41)$$

$l_s$  je deformující se délka šroubu,  $t_k$  je deformující se tloušťka přírub,  $E_s$  je modul pružnosti materiálu šroubu a  $E_p$  je modul pružnosti materiálu přírub. Normálové napětí lze pro každou komponentu vyjádřit jako podíl předpětí  $F_0$  a příslušné plochy průřezu ( $S_s$ ,  $S_p$ ).

$$\sigma_s = \frac{F_0}{S_s} \quad (42)$$

$$\sigma_p = \frac{F_0}{S_p} \quad (43)$$

Dosazení (42) do (40) a (43) do (41):

$$\lambda_s = \frac{F_0 l_s}{E_s S_s} = \frac{F_0}{C_s} \rightarrow C_s = \frac{l_s}{E_s S_s}, \quad (44)$$

$$\lambda_p = \frac{F_0 l_p}{E_p S_p} = \frac{F_0}{C_p} \rightarrow C_p = \frac{l_p}{E_p S_p}. \quad (45)$$

V rovnicích (44) a (45) vystupuje tuhost šroubu  $C_s$  a tuhost příruby  $C_p$ , které jsou konstantní pro příslušné spojení. Předpětí lze nyní zapsat jako

$$F_0 = \lambda_s C_s = \lambda_p C_p. \quad (46)$$

U spoje zatíženého provozní silou  $+F$  se deformace šroubu zvýší o  $\Delta\lambda$  a zároveň se o stejné  $\Delta\lambda$  zmenší deformace příruby. Díky tomu síla působící na šroub vzroste o přírůstek zatížení  $\Delta F_s$  na

$$F_s = F_0 + \Delta F_s \quad (47)$$

a síla, která působí na přírubu, se zmenší o  $\Delta F_p$  na

$$F_p = F_0 - \Delta F_p, \quad (48)$$

přitom platí, že

$$F = \Delta F_s + \Delta F_p. \quad (49)$$

Protože  $\Delta\lambda$  je totožné pro šroub i přírubu, platí zápis (71).

$$\Delta\lambda = \frac{\Delta F_s}{C_s} = \frac{\Delta F_p}{C_p} \quad (50)$$

Z předešlého vztahu plyne

$$\Delta F_s = \frac{\Delta F_p C_s}{C_p} \quad (51)$$

a také

$$\Delta F_p = \frac{\Delta F_s C_p}{C_s}. \quad (52)$$

Dosazení (51) a (52) do rovnice (49):

$$F = \Delta F_s \left(1 + \frac{C_p}{C_s}\right) = \Delta F_p \left(1 + \frac{C_s}{C_p}\right) \quad (53)$$

Ze vztahů (53) plyne

$$\Delta F_s = F \frac{C_s}{C_s + C_p} \quad (54)$$

a

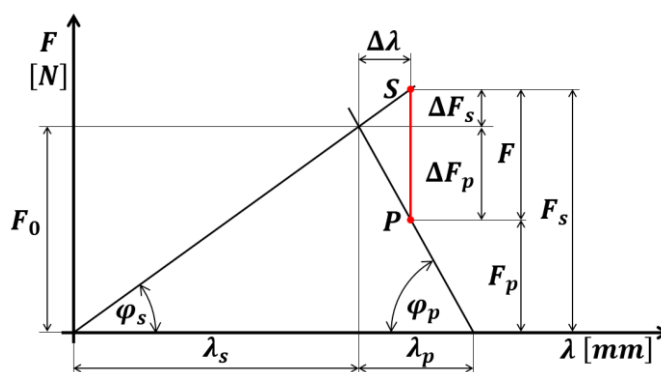
$$\Delta F_p = F \frac{C_p}{C_s + C_p}. \quad (55)$$

Z rovnic (54) a (55) vyplývají vztahy pro přírůstky sil na šroubu a na přírubě. Ty jsou závislé na podílu tuhosti příslušné komponenty a celkové tuhosti sestavy. Nyní lze zapsat celkovou sílu působící na šroub jako (56) a na přírubu jako (57).

$$F_s = F_0 + \frac{F C_s}{(C_s + C_p)} \quad (56)$$

$$F_p = F_0 + \frac{F C_p}{(C_s + C_p)} \quad (57)$$

Ke znázornění silových a deformačních poměrů slouží montážní a pracovní diagram (Obr. 26). Jedná se o závislost zatěžovací síly  $F$  na prodloužení  $\lambda$ . Sklon zatěžovací dráhy šroubu je dán tangentou úhlu  $\varphi_s$ , která je rovna tuhosti šroubu  $C_s$ . Analogicky je provedena konstrukce zatěžovací dráhy spojovaných součástí. Popisovaný diagram je však použitelný pouze v ideálním případě, kdy se předpokládá lineární závislost síly  $F$  na prodloužení  $\lambda$ , čemuž odpovídá PS s těsněním ve VST. Při použití těsnění v HST není tento předpoklad splněn.



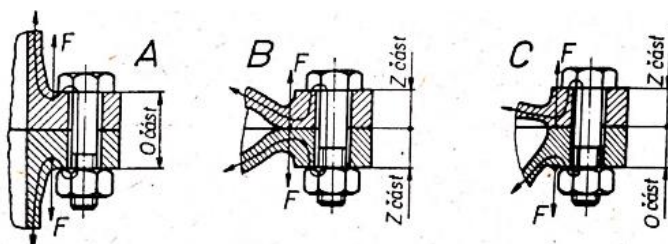
Obr. 26: Diagram silových a deformačních poměrů předepjatého šroubového spoje [7]

Výše zmíněné informace popisují situaci na Obr. 27 vlevo, při níž je působíště provozní síly  $F$  totožné s působíštěm předpětí  $F_0$ . Zde je přírůstek zatížení  $\Delta F$  komponenty ovlivněn u šroubu jeho provedením a délkou, u příruby jejím tvarem ( $C_s$  a  $C_p$  v kapitole 4.1). Nastane-li situace na Obr. 27 vpravo, při níž je působíště provozní síly  $F$  posunuto do kontaktní plochy, pak působením této síly dochází ke zvětšování prodloužení šroubu a zároveň k dalšímu svírání přírub. V tomto případě již  $C_s$  a  $C_p$  nejsou konstantní, jak bylo zmíněno v předešlém textu, ale  $C_s$  se zvětšuje a  $C_p$  se zmenšuje vůči stavu bez zatížení provozní silou  $F$ .



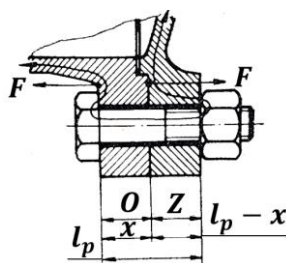
Obr. 27: Působíště a tok provozních sil [33]

První popsany případ v provozních podmínkách téměř nenastává. Vhodnější rozdělení na části, které jsou provozní silou odlehčovány  $O$  a zatěžovány  $Z$ . Stanovení úseků  $O$  a  $Z$  je u reálných součástí mnohdy obtížné, viz Obr. 28.



Obr. 28: Příklady určení  $O$  a  $Z$  částí [33]

Každou část označenou jako  $Z$  je možné popsat tuhostí  $C_{pZ}$ , obdobně je možné popsat část  $O$  tuhostí  $C_{pO}$ . K určení přírůstku síly  $\Delta F_s$  na šroub je nyní nutné zahrnout kromě tuhosti samotného šroubu  $C_s$  také tuhost zatěžované části příruby  $C_{pZ}$ .



Obr. 29: Rozměry  $O$  a  $Z$  úseků pro výpočet tuhostí  $C_{pO}$  a  $C_{pZ}$  [33]

Tuhosti  $C_{pO}$  a  $C_{pZ}$  pro situaci na Obr. 29 jsou definovány takto:

$$C_{pO} = \frac{C_p l_p}{x}, \quad (58)$$

$$C_{pZ} = \frac{C_p l_p}{l_p - x}. \quad (59)$$

Celková tuhost  $Z$  částí se vypočítá ze vzorce (38), kde  $C_i$  jsou tuhosti jednotlivých zatěžovaných částí.

$$\frac{1}{C_Z} = \frac{1}{C_{pZ}} + \frac{1}{C_s} \quad (60)$$

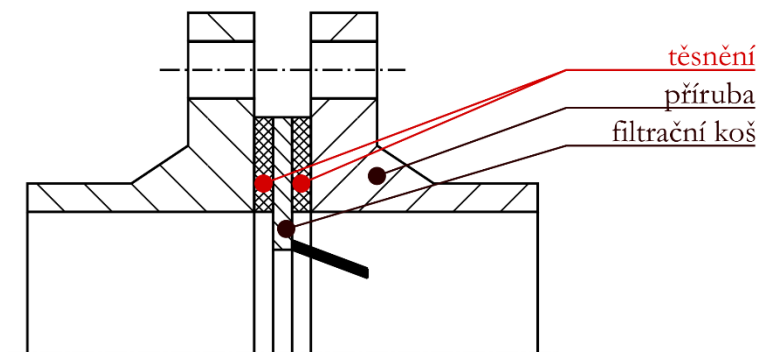
Tím dojde ke změně přírůstku síly působící na šroub, který v tomto případě bude

$$\Delta F'_s = F \frac{C_Z}{C_{pZ} + C_s}. \quad (61)$$

Neopomenutelnou složkou zatížení je zatížení teplotní, při kterém vlivem rozdílných teplotních roztažností dochází k různým deformacím součástí. Síly působící ve spojení jsou tedy tímto faktorem také významně ovlivněny. Jak již bylo zmíněno dříve v této práci, mechanické a fyzikální vlastnosti součástí jsou také závislé na teplotě, což může způsobit další změny v silových poměrech spoje.

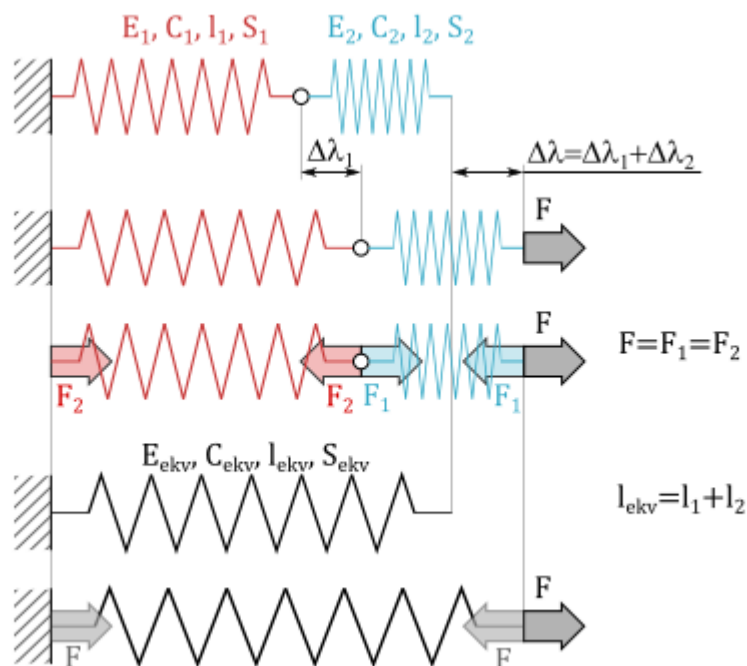
### 4.3 EXPERIMENT – POUŽITÍ TĚSNĚNÍ V SÉRII

V praxi se vyskytují aplikace, ve kterých je do PS vložena další komponenta, kterou může být například filtrační koš nebo měřicí clona (Obr. 30). Vložení tohoto prvku do sestavy PS vyžaduje přidání dalšího těsnění. Tuhost samotného prvku je nevýznamná v porovnání s tuhostí přidaného těsnění. Dle předpokladu lze tyto dvě tuhosti zohlednit pomocí celkové tuhosti dvou lineárních pružin v sérii (38) a nahradit je jedním ekvivalentním těsněním. V rámci cílů práce bylo rozhodnuto, že tento předpoklad bude ověřen pomocí experimentu.



Obr. 30: Přírubový spoj s vloženým filtračním košem

Těsnění, která jsou sériově řazená (viz Obr. 30), jsou v oblasti platnosti Hookova zákona nahrazena lineárními pružinami o odpovídajícím modulu pružnosti  $E$ , tuhosti  $C$ , příčném průřezu  $S$  a délce  $l$ , která odpovídá tloušťce těsnění  $t$ . Toto bylo popsáno pro spojované součásti v kapitole 4.1 a platí analogicky i v případě těsnění. Na Obr. 31 je zobrazeno nahrazení těsnění dvěma odlišnými pružinami. Z tohoto obrázku je patrné nahrazení dvou sériově řazených pružin pomocí jedné ekvivalentní pružiny, která má totožnou odezvu na zatížení. Parametry této ekvivalentní pružiny jsou dány následujícími vzorci.



Obr. 31: Ekvivalentní náhrada těsnění lineárními pružinami

S uvážením vzorce (24) a platností Hookova zákona lze vyjádřit

$$F = \frac{ES\Delta\lambda}{l}. \quad (62)$$

Z Obr. 31 je patrné, že prodloužení ekvivalentní pružiny  $\Delta\lambda$  je dáno součtem prodloužení jednotlivých pružin. Na základě toho a s využitím vzorců (23), (62) a (38) platí

$$\frac{E_{ekv}S_{ekv}}{l_{ekv}} = \frac{\frac{E_1S_1}{l_1} + \frac{E_2S_2}{l_2}}{\frac{E_1S_1}{l_1} + \frac{E_2S_2}{l_2}}. \quad (63)$$

Nyní předešlý vzorec použijeme u problematiky těsnění, kde uvažujeme stejnou plochu obou těsnění ( $S_1 = S_2 = S_{ekv}$ ) a pro tloušťku těsnění použijeme místo označení  $l$  proměnnou  $t$ .

$$E_{ekv} = \frac{E_1E_2t_{ekv}}{E_1t_2 + E_2t_1} \quad (64)$$

#### 4.3.1 Návrh experimentu

Navržený experiment ověřuje platnost předpokladu z rovnice (64) pro dvě stejná těsnění ( $E_1 = E_2 = E$  a  $t_1 = t_2 = t$ ). Rovnice přechází v triviální vztah (65).

$$E_{ekv} = E \quad (65)$$

Bylo navrženo provést dvě měření kompresních křivek s odlehčením podle postupu dle normy ČSN EN 13555 [4] při pokojové teplotě. První měření bylo provedeno pro jeden vzorek těsnění. Druhé měření již zahrnovalo dva sériově řazené vzorky s vloženým austenitickým kroužkem. Tato měření byla provedena pro dva různé materiály. Celkem bylo tedy ke zkouškám využito 6 vzorků. Prvním zkoušeným materiálem byl expandovaný grafit s vloženou ocelovou fólií (*SIGRAFLEX – HOCHDRUCK*). Druhým materiálem byl vláknitopolymerní materiál (*TEMASIL*). Experiment byl proveden na zařízení *Temes* (Obr. 10). Před samotným experimentem bylo potřeba provést kalibraci měřicího zařízení z důvodu eliminace vlivu vlastní poddajnosti. Důležitým požadavkem byla rozměrová totožnost vzorků. Rozměry byly stanoveny takto:

- vnější průměr  $d_1 = 68 \text{ mm}$ ,
- vnitřní průměr  $d_0 = 55 \text{ mm}$ ,
- tloušťka  $t = 2 \text{ mm}$ .

U všech vzorků byly změřeny jejich skutečné tloušťky a Tabulka 5 tyto naměřené hodnoty obsahuje.

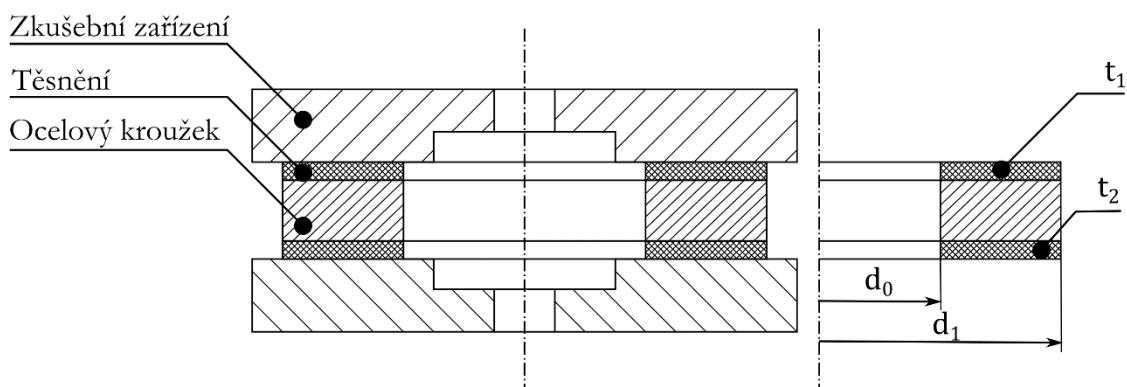


Tabulka 5: Tloušťky vzorků

materiál	Hochdruck		Temasil	
vzorek	H1	H2 + H3	T1	T2 + T3
$t$ [mm]	1.989	4.239*	1.856	3.996*

\* Hodnoty tloušťky odpovídají celkové tloušťce dvou vzorků ( $t_1 + t_2$  dle Obr. 32).

Schéma uspořádání je patrné z Obr. 32. Mezi obě těsnění byl vložen ocelový kroužek pro jednodušší manipulaci a usazení obou těsnění do zkušebního stroje. Před samotným měřením bylo nutné měřicí zařízení znovu kalibrovat. V tomto případě bylo nutné kalibraci provést i se zmíněným ocelovým kroužkem, aby jeho poddajnost neovlivnila měřené hodnoty a byl měřen pouze modul pružnosti dvou těsnění.



Obr. 32: Schéma konfigurace zkoušky dvou těsnění v sérii

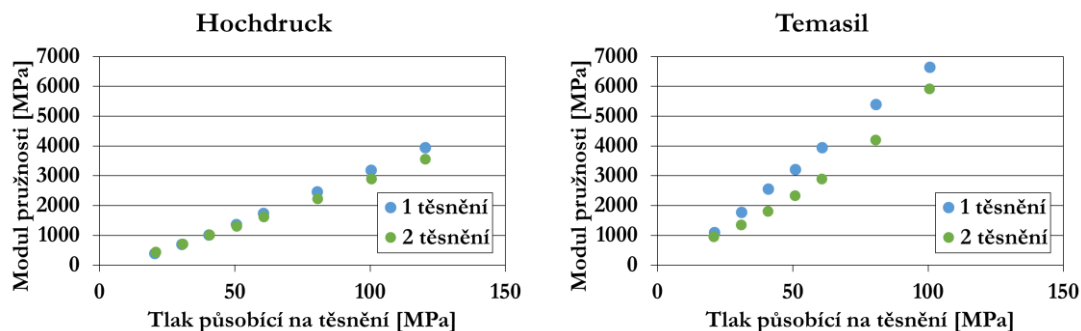
Výstupem z experimentu byla závislost odlehčovacího modulu pružnosti na tlaku působícím na těsnění. V příloze této práce jsou fotografie vzorků těsnění před zkouškou (Obr. 56, Obr. 58) a po ní (Obr. 57, Obr. 59).

#### 4.3.2 Výsledky

Hodnoty modulů pružnosti získané ze zkoušek jsou uvedeny v Tabulka 6. Tato data jsou dále vykreslena na Obr. 33. Vlevo jsou zvláště zobrazeny výsledky zkoušek pro grafitové těsnění s ocelovou vložkou. Pravý graf ukazuje odezvu vláknitopolymerního těsnění.

Tabulka 6: Data ze zkoušek

$p$ [MPa]		20	30	40	50	60	80	100	120
$E$ [MPa]	H1	391	689	1010	1356	1728	2451	3179	3942
	H2 + H3	431	704	1004	1301	1609	2225	2885	3550
	T1	1094	1761	2546	3202	3937	5385	6632	–
	T2 + T3	948	1346	1803	2331	2886	4196	5913	–



Obr. 33: Naměřená data ze zkoušek modulu pružnosti

#### 4.3.3 Vyhodnocení

Na základě předpokladu z rovnice (65) bylo očekáváno, že hodnota modulu pružnosti dvojice vzorků v sérii bude při stejném působícím tlaku totožná s hodnotou modulu pružnosti jednoho vzorku. Z naměřených dat byly vypočteny odchylky od tohoto předpokladu (viz Tabulka 7). Výsledky experimentu ukazují, že se naměřená data od teorie liší s odchylkou až 11 % pro grafitové těsnění a pro vláknitopolymerní těsnění dosahuje odchylka téměř 30 %.

Tabulka 7: Odchylky naměřených hodnot

$p$ [MPa]		20	30	40	50	60	80	100	120
$\Delta$ [%]	Hochdruck	-9	-2	1	4	7	10	10	11
	Temasil	13	24	29	27	27	22	11	—

Takto velké odchylky byly pravděpodobně způsobeny nedodržením stanovených předpokladů. Jednotlivé vzorky byly vyřezávány z desek materiálu, který nemusí mít homogenní vlastnosti. Tento vliv by bylo možné eliminovat větším množstvím zkoušek, což nebylo možné z finančních důvodů v rámci diplomové práce provést. Další vliv může mít větší množství stykových ploch. Jmenované vlivy by bylo vhodné ověřit a kvantifikovat.

Vzhledem k velkým odchylkám nebyl výše uvedený předpoklad implementován do výpočetního programu.

## 5 POSOUZENÍ PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ

Při navrhování nebo výpočtových kontrolách přírubových spojů se musí jako první provést návrh, či kontrola velikosti utahovacích sil přírubových spojů a prokázat jejich těsnost pro konkrétní třídu těsnosti  $L_N$  a únosnost těsnění. Dále je pak možné provést pevnostní posouzení jednotlivých částí PS vůči limitům dle zvoleného standardu. V případě této práce byl zvolen standard NTD A.S.I. vyvíjený a používaný pro české a slovenské jaderné elektrárny. V neposlední řadě je vyžadováno posouzení částí PS na čerpání únavové životnosti.

### 5.1 POSOUZENÍ PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ Z HLEDISKA TĚSNOSTI

Těsností přírubového spoje se zabývá příloha F normy NTD A.S.I. Sekce III [5], konkrétně F.2.9. V tomto dokumentu je uvedeno několik podmínek pro splnění požadavků na těsnost PS. Jednou z nich je porovnání nejmenšího vypočítaného tlaku působícího na těsnění  $Q$  s limitní hodnotou  $Q_{smin(L)}$ , která odpovídá požadované třídě těsnosti  $L_N$  a je určena ze zkoušky popsané v kapitole 3.2.3. Podmínku vyjadřuje rovnice (66), která musí být splněna ve všech zátěžných stavech (ZS) a ve všech řezech po celém obvodu těsnění.

$$Q > Q_{smin(L)} \quad (66)$$

Norma také doplňuje, že podmínka musí být splněna v příčných řezech na 80 % efektivní šířky těsnění. Pokud u těsnění dochází k relaxaci napětí za tepla, je nutné prokázat, že je podmínka z rovnice (66) splněna s rezervou. Tato rezerva musí být dostatečná pro pokrytí poklesu povrchového tlaku při provozu za zvýšených teplot vlivem relaxace napětí. To stejné platí pro relaxaci za studena, jejíž vliv však lze zmenšit vhodným montážním postupem (opakované dotažení po určitém časovém intervalu).

Další podmínka (rovnice (62)) zohledňuje maximální dovolený povrchový tlak působící na těsnění  $Q_{smax}$ . Tato podmínka stanovuje, že povrchový tlak působící na těsnění nesmí v žádném ZS a žádném místě těsnění být vyšší než limitní hodnota  $Q_{smax}$ .

$$Q < Q_{smax} \quad (67)$$

Podmínky (66) i (67) musí být splněny při zahrnutí rozptylu předpětí při montáži.

### 5.2 POSOUZENÍ PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ Z HLEDISKA PEVNOSTI

Nejkritičtějšími místy z pohledu pevnosti jsou zpravidla šrouby a oblast přechodu listu příruby, skořepiny (potrubí) a krku. Posouzení dle NTD A.S.I. Sekce III [5] využívá kategorizace napětí. Dále bude stručně popsán postup posuzování.

Nejprve je určena hodnota jmenovitého dovoleného napětí ze vztahů uvedených v Tabulka 8.

Tabulka 8: Vztahy pro jmenovité dovolené napětí dle [5]

Oblast	Jmenovité dovolené napětí	Poznámka
Šrouby a svorníky	$[\sigma]_w = \frac{R_{p0.2}}{n_{0.2}}$	$n_{0.2} = 2.0$
Potrubí a příruby	$[\sigma] = \min \left[ \frac{R_{p0.2}}{n_{0.2}}; \frac{R_m}{n_m} \right]$	$p > 0: n_{0.2} = 1.5, n_m = 2.6$ $p < 0: n_{0.2} = 2.0, n_m = 2.6$

Ze jmenovitého dovoleného napětí jsou dále dopočteny limitní hodnoty pro jednotlivé kategorie napětí. Limitní hodnoty jsou pro normální provozní podmínky (NPP) stanoveny dle vztahů v Tabulka 9. Příslušné skupiny kategorií napětí, které se posuzují v jednotlivých oblastech, jsou popsány níže v Tabulka 10.

Tabulka 9: Limity pro skupiny kategorií napětí dle [5]

Oblast	Skupina kategorií napětí	Limity
Šrouby a svorníky	$(\sigma)_{1w}$ $(\sigma)_{3w}$ $(\sigma)_{4w}$	$[\sigma]_w$ $1.3 \cdot [\sigma]_w$ $1.7 \cdot [\sigma]_w$
Potrubí	$(\sigma)_1$ $(\sigma)_2$ $(\sigma)_{RK}$	$[\sigma]$ $1.3 \cdot [\sigma]$ $\min \left\{ 2.5 - \frac{R_{p0.2}}{R_m}; 2 \right\} \cdot R_{p0.2}$

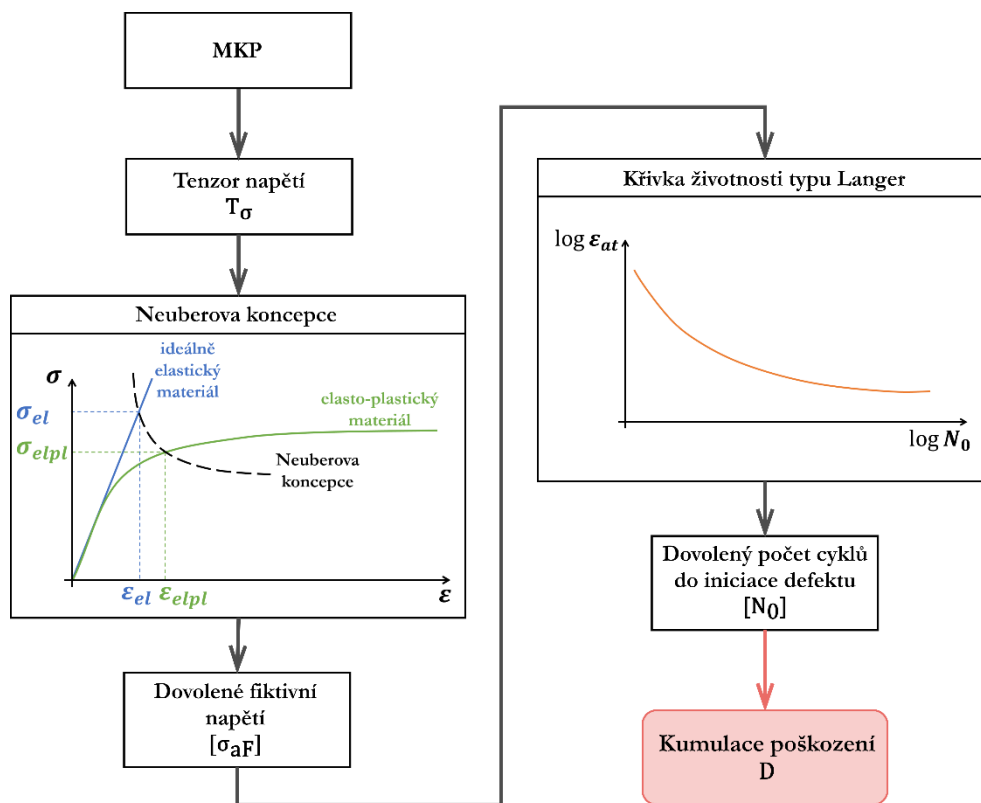
Tabulka 10: Skupiny kategorií napětí dle [5]

Oblast	Kategorie napětí	Původ napětí pro kategorii napětí	Výpočtová skupina kategorií napětí
Šrouby a svorníky	$(\sigma)_{1w}$	$\sigma_{mw}$	Napětí průměrná po průřezu šroubu nebo svorníku vyvolaná mechanickými zatíženími.
	$(\sigma)_{3w}$	$\sigma_{mw} + \sigma_{Tw}$	Redukovaná tahová napětí průměrná po průřezu šroubu nebo svorníku vyvolaná mechanickými zatíženími a teplotními účinky.
	$(\sigma)_{4w}$	$\sigma_{mw} + \sigma_{bw} + \tau_{sw} + \sigma_{Tw}$	Redukovaná napětí určená ze součtu složek tahových napětí průměrných po průřezu šroubu nebo svorníku a prostých ohybových napětí, která jsou vyvolána mechanickými zatíženími, teplotními účinky a také smykovým napětím od kroucení.

Oblast	Kategorie napětí	Původ napětí pro kategorii napětí	Výpočtová skupina kategorií napětí
Spojení příruby s válcovou částí	$(\sigma)_2$	$\sigma_{mL}$	Redukované napětí určené ze složky místních membránových napětí.
	$(\sigma)_{RK}$	$\sigma_{mL} + \sigma_{bL} + \sigma_T$	Rozkmit redukovaných napětí určený ze součtu složek místních membránových, místních ohybových a základních teplotních napětí.

### 5.3 POSOUZENÍ PŘÍRUBOVÝCH SPOJŮ Z HLEDISKA ŽIVOTNOSTI

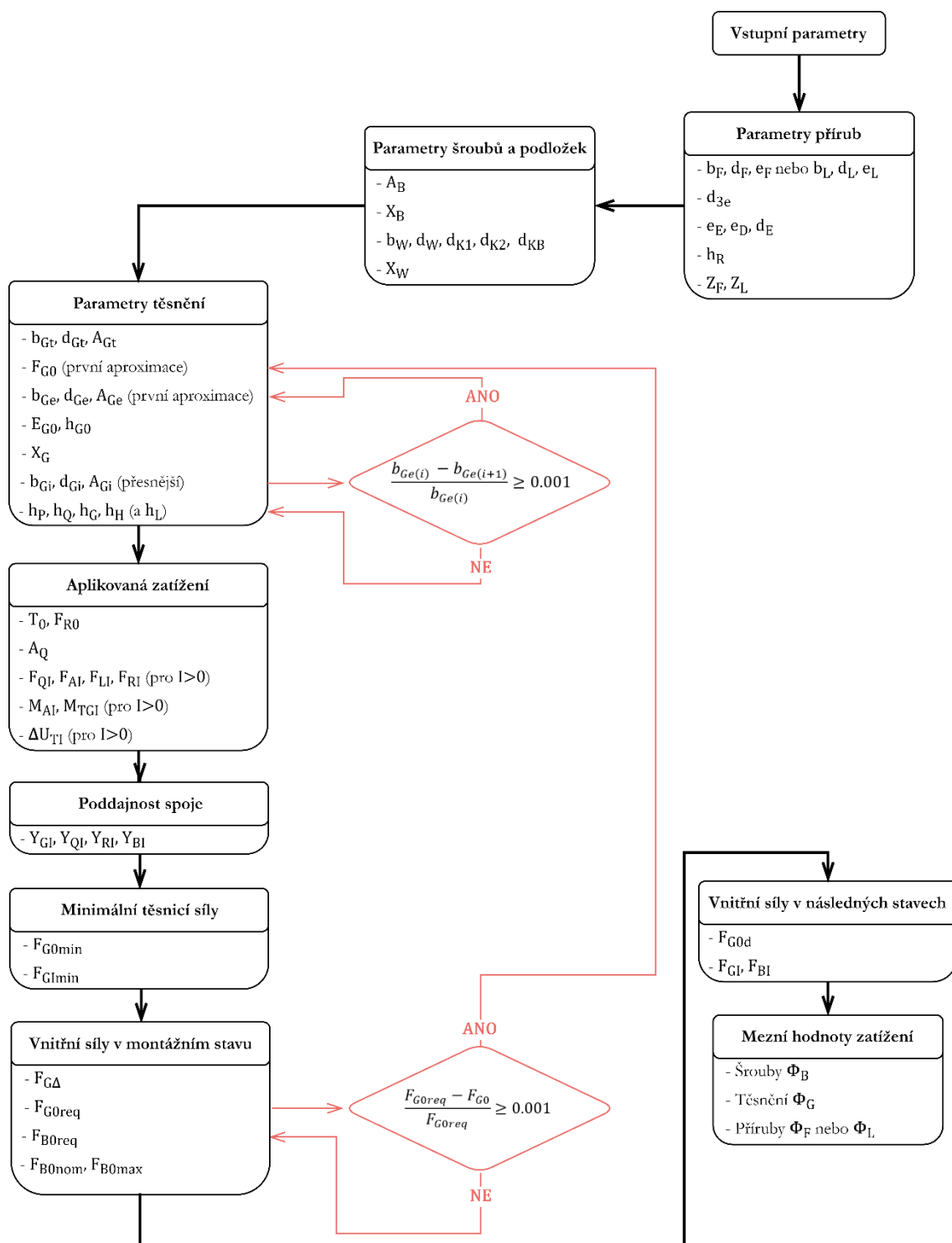
Životnost strojních součástí s přírubovými spoji lze posoudit s využitím normy NTD A.S.I. Sekce IV [6], která je zaměřená právě na hodnocení zbytkové životnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER (vodo-vodní energetický reaktor). Vstupem pro hodnocení nízkocyklové únavy je zde tenzor napětí  $T_\sigma$  získaný z nejvíce namáhaného místa dané součásti. Výpočet byl proveden při použití lineárně elastického modelu materiálu. S využitím Neuberovy koncepce byl tenzor napětí přepočten do elasto-plastického stavu napjatosti. Pro vyhodnocení zbytkové životnosti byla použita křivka životnosti typu Langer. Výstupem analýzy je kumulace poškození  $D$ , která představuje míru čerpání únavové životnosti vlivem cyklického zatěžování. Postup výpočtu dle této normy je schematicky znázorněn na Obr. 34.



Obr. 34: Schematické znázornění postupu při posouzení PS z hlediska životnosti

## 6 VÝPOČETNÍ PROGRAM PRO NÁVRH PŘEDEPÍNACÍCH SIL DLE ČSN EN 1591:2015

Výpočetní program byl vytvořen na základě normy ČSN EN 1591 [1]. Jeho algoritmus výpočtu (nejen) předepínací síly  $F_{G0}$  je uveden na Obr. 35. Byl naprogramován v jazyce Python, o kterém pojednávají následující podkapitoly.



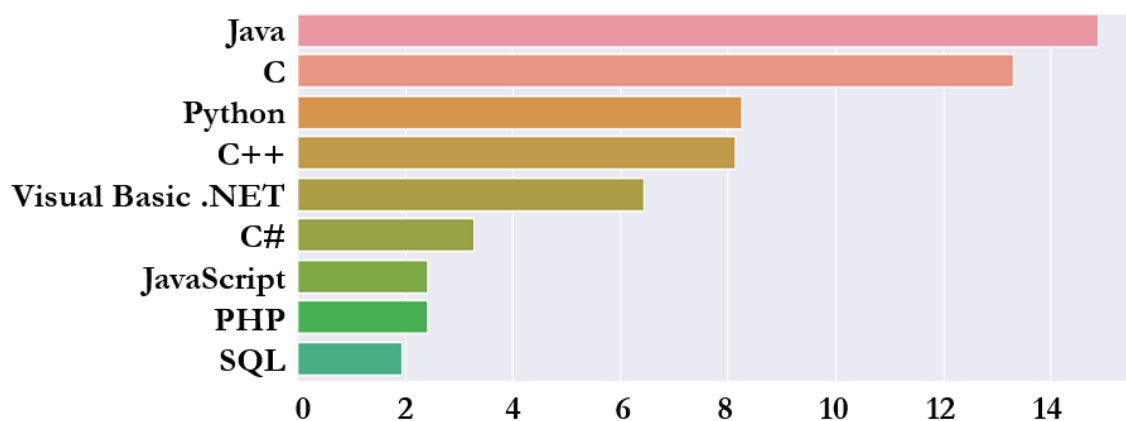
Obr. 35: Schéma posloupnosti výpočtu

## 6.1 PYTHON

Předmětem zadání diplomové práce bylo vytvoření výpočetního programu s využitím programovacího jazyka Python.

*„Python je vysoce výkonný programovací jazyk používající efektivní vysokoúrovňové datové typy, přičemž jednoduše a elegantně řeší otázku objektově orientovaného programování.“ [39]*

Popularita jazyka Python je patrná z Obr. 36, který odpovídá situaci v březnu roku 2019. Protože je tento jazyk vhodný pro práci s daty, je hojně využíván pro akademické či komerční práce a projekty. Mezi společnostmi využívající tento programovací jazyk se řadí giganti jako Google, Facebook, Instagram, Spotify nebo Netflix [40].



Obr. 36: Oblíbenost programovacích jazyků [41]

### NumPy

Z důvodu nutnosti použití rovnic bylo nezbytné Python rozšířit o matematickou knihovnu funkcí. Pro Python existuje matematická knihovna *math*, která umožňuje provádění běžných matematických operací, jako například práci s goniometrickými funkcemi, používání čísla  $\pi$ , určení maxima či minima. Pro složitější funkce, jako jsou operace s  $n$ -dimenzionálními poli nebo Fourierovou transformací, je výhodné použít knihovnu *NumPy*.

### Objektově orientované programování (OOP)

OOP je strukturální způsob programování, který oproti procedurálnímu přináší mnoho výhod. Zatímco u procedurálně napsaného programu se veškeré příkazy provádí sekvenčně (krok po kroku), OOP funguje na jiném principu. Ten spočívá v tom, že veškeré vlastnosti a chování jsou přiřazeny **objektům**. V předloženém výpočtovém programu existuje například objekt s názvem „objPrvniPriruba“. Tento objekt charakterizuje jednu z přírub PS. Má přiřazené vlastnosti jako modul pružnosti  $E$ , vnější průměr  $d_0$  či např. dovolené namáhání  $f_F$ . Má ale také přiřazené funkce, jako je např. „calc6221()“ která slouží k výpočtům uvedených v EN 1591 [1] v kapitole 6.2.2.1. Tam spadá výpočet dalších vlastností příruby, jako je např. rozteč mezi šrouby  $p_B$ . Máme-li druhou přírubu v PS stejnou nebo alespoň podobnou, je možné provést příkaz

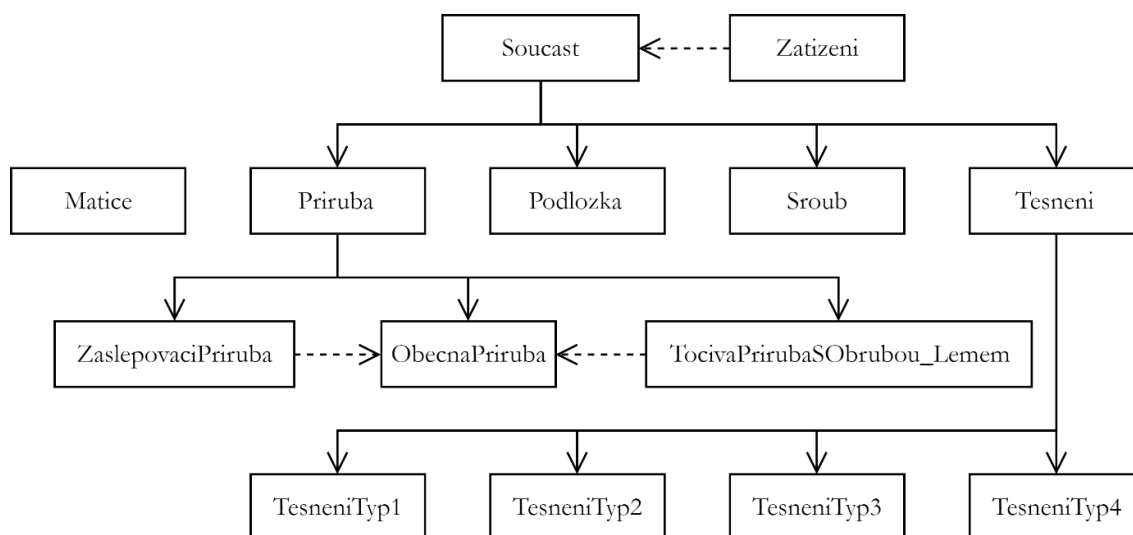
```
objDruhaPriruba = copy.deepcopy(objPrvniPriruba),
```

což ušetří spoustu řádků kódu, který by znovu nastavoval stejné vlastnosti. Podobným způsobem jsou vytvořeny objekty i jiným částem přírubového spoje.

Lze konstatovat, že smyslem OOP je tímto způsobem napodobovat entity z reálného světa a vztahy mezi nimi pomocí programových objektů. Výhoda tohoto způsobu programování je pochopitelnost kódu mezi velkým počtem softwarových vývojářů. Kód předloženého výpočetního programu tak bude čitelný pro jiného vývojáře, který by v něm chtěl v budoucnu provádět změny. Mezi další výhody lze zmínit:

- snadná lokalizace změn a chyb,
- opakované použití objektů i pro jiné aplikace,
- minimalizace opakování kódu,
- rychlejší kompilace.

Každý objekt je instancí tzv. **třídy**. To znamená, že pro vytvoření objektu je nutné nejdříve připravit třídu. Před vytvořením zmíněného objektu „objPrvniPriruba“ byla tedy připravena třída „ObecnaPriruba“. Obdobně bylo připraveno větší množství tříd, které mají mezi sebou vztahy, což umožňuje sdílet vlastnosti mezi nimi. Přehled použitých tříd je na Obr. 37

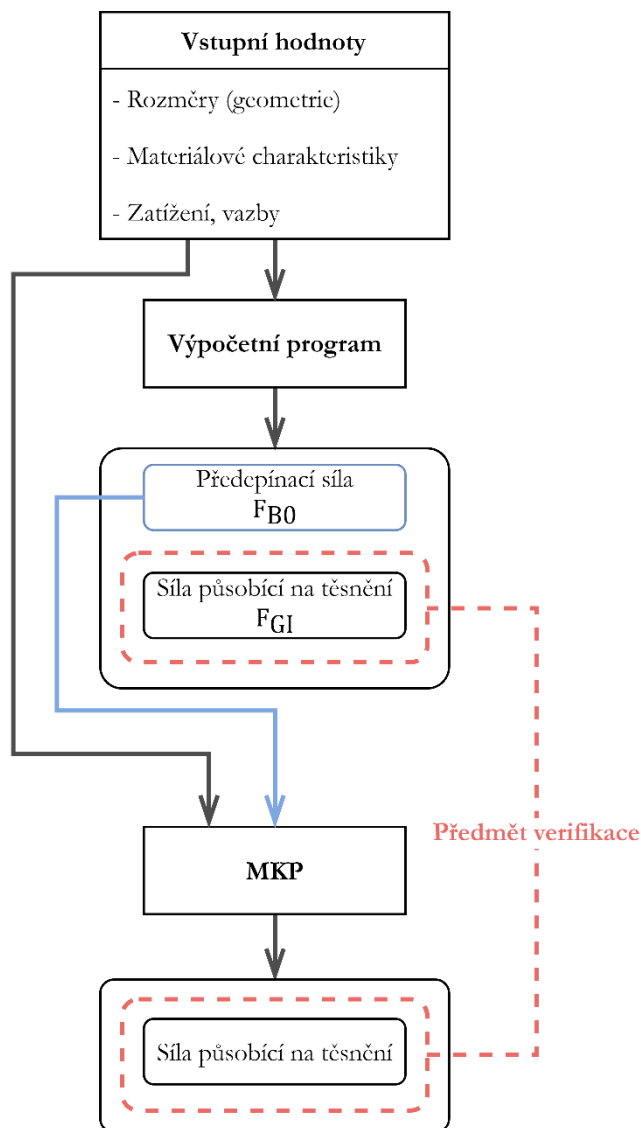


Obr. 37: Třídy výpočetního programu

## 6.2 VERIFIKACE VÝPOČETNÍHO PROGRAMU

Byla provedena verifikace výpočetního programu s využitím MKP. Princip verifikace je zobrazen na Obr. 38. Jejím cílem je ověřit, zda výsledná hodnota předepínací síly  $F_{B0}$ , kterou poskytne výpočetní program, zajistí požadovanou těsnost a zároveň nedojde k žádnému z mezních stavů. Jak je těchto požadavků dosaženo, je uvedeno v kapitole 3.2. Verifikace tedy spočívá v porovnání hodnot, které poskytuje MKP a výpočetní program. Jedná se o hodnoty sil působících na těsnění  $F_{GI}$ , kde  $I \in (0,1,2 \dots)$  označuje zatěžovací stav.





Obr. 38: Schéma verifikačního procesu

Pro verifikaci bylo použito dvou typů PS. Jedním z nich byla dvojice plochých přírub a ve druhém případě byly použity krkové příruby (Obr. 43). Výpočetní program byl ověřován od nejjednoduššího popisu materiálu (lineárně elastický) až po použití dat získaných ze zkoušek popsaných v kapitole 3.2.3. Verifikovaným zatížením byl:

- vnitřní přetlak od média s ekvivalentní osovou silou na hranicích objektu,
- přídavné vnější zatížení – osová síla,
- teplotní zatížení.

Z vnějšího zatížení byla verifikována pouze osová síla z toho důvodu, že během iteračního výpočtu je vnější zatížení ohybovými momenty a posouvajícími silami přepočteno na axiální sílu. Tabulka 11 shrnuje analýzy provedené v rámci verifikace výpočetního programu. V této tabulce jsou jednotlivé analýzy označeny písmenem *V* (jako verifikace) a pořadovým číslem (1 – 12). V Tabulka 13 jsou jednotlivé verifikační analýzy detailně popsány.

**Tabulka 11: Očíslování verifikačních analýz**

Zatížení	Geometrie I – Plochá příruba	Geometrie II – Krková příruba
Tlak	V1, V2, V3	V8
Osová síla	V4	V9
Teplota	V5, V6, V7	V10, V11, V12

### 6.2.1 Vstupní parametry pro MKP

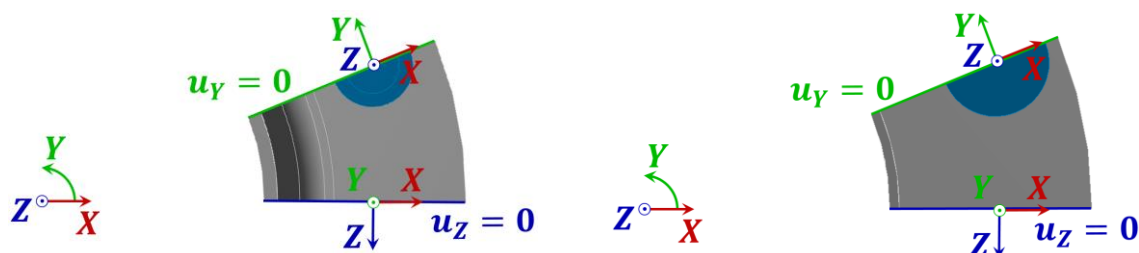
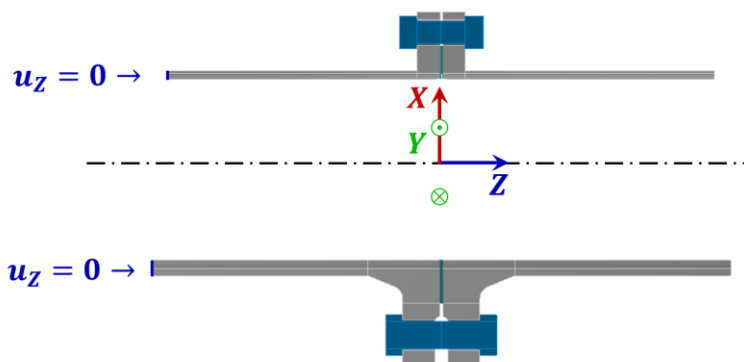
Pro verifikační úlohy byly použity dále popsané modely geometrie, vazeb, materiálu a zatížení.

#### Model geometrie

PS se skládal ze dvou přírub, šroubu, matice a těsnění. Podložky nebyly ve verifikačních analýzách použity. S výhodou bylo při tvorbě modelu geometrie využito rotační symetrie PS. Modelována byla pouze šestnáctina celé příruby.

#### Model vazeb

Symetrie byla předepsána pomocí okrajové podmínky *Symmetry Region* na plochách symetrie (Obr. 39). Ta funguje na principu zamezení posuvu v uzlech ve směru normály těchto ploch.


**Obr. 39: Roviny symetrie přírub (← vlevo krková příruba, → vpravo plochá příruba)**

**Obr. 40: Okrajové podmínky (↑ horní plochá příruba, ↓ dolní krková příruba)**

Z Obr. 40 je patrná vazba pro zamezení posuvu v uzlech v axiálním směru na čele skořepiny, čímž byl PS odebrán zbývající stupeň volnosti a tím byl definován v prostoru. V případě tlakového zatížení od vedeného média byl na druhé čelo skořepiny aplikován ekvivalentní tlak, který vychází ze statické rovnováhy.

$$p_{wall} = \frac{d_0^2}{(d_0 + 2t)^2 - d_0^2} \cdot p \quad (68)$$

Od verifikace V2 byl ve všech případech PS modelován jako jeden kus, tedy bez kontaktů. To znamená, že se nemění kontaktní plocha, což však u těsnění neplatí. Tento fakt je ošetřen pomocí prvků *gasket* [30]. Těsnění bylo modelováno speciálním typem elementu *INTER194*. Jeho předností je možnost aplikace modelu materiálu s rozdílným chováním při zatěžování a odlehčování (viz Obr. 41). Tento prvek má nulovou tuhost v tahu, čímž je modelováno odlehnutí těsnění. Další odlišností od standardních prvků je jeden prvek po tloušťce v normálovém směru těsnění (viz Obr. 43).

### Model materiálu

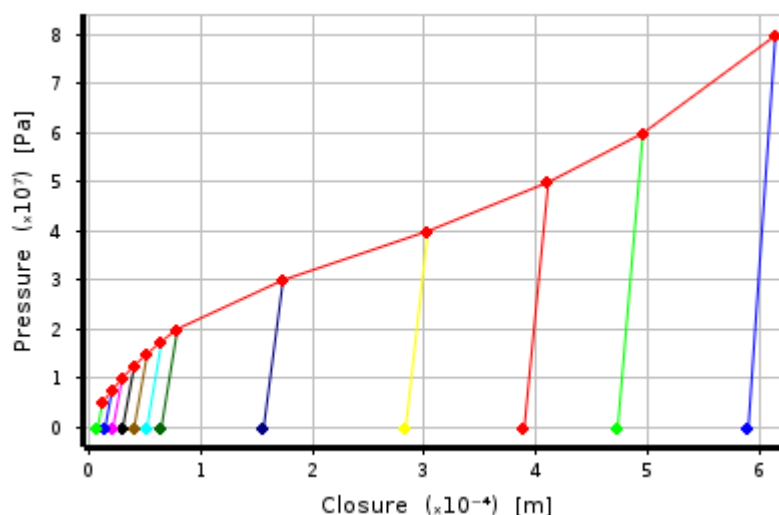
Prvkům přírub a šroubů byl přiřazen lineárně elastický model materiálu, který byl definován modulem pružnosti  $E$  a Poissonovým poměrem  $\mu$ . Hodnoty pro příslušné komponenty jsou uvedeny v Tabulce 12.

**Tabulka 12: Materiálové charakteristiky**

	$E$ [MPa]	$\mu$ [–]
Příruby	200000	0.3
Šrouby	195000	0.3

Model materiálu těsnění byl popsán na základě naměřených dat ze zkoušek těsnění. Zadána byla kompresní křivka a odlehčovací moduly pružnosti (viz zkoušky deformačních vlastností na str. 14).

Poznámka: Ze zkoušek je výstupem modul pružnosti v [MPa], zatímco vstupem do *ANSYS Workbench* jsou hodnoty navíc vztaženy k původní tloušťce těsnění, tedy v [MPa · mm<sup>-1</sup>]. Proto je nutné data ze zkoušky přepočítat (Obr. 41).

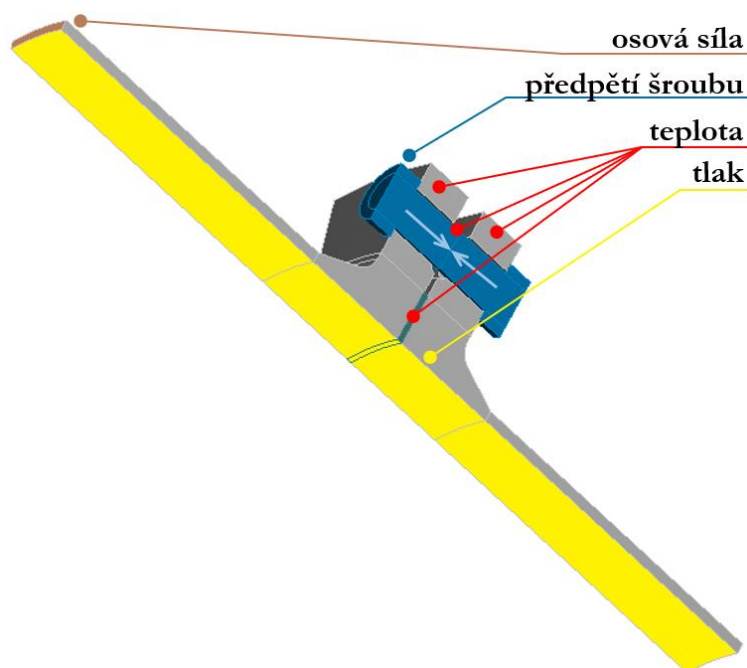


**Obr. 41: Kompresní křivka a odlehčovací křivky – vstup do *ANSYS Workbench***

### Model zatížení

Na Obr. 42 jsou zobrazeny způsoby zatížení PS. Je zde naznačeno, kde jsou tlak, osová síla, teplota nebo předpětí šroubu aplikovány. V jednotlivých analýzách bylo aplikováno vždy

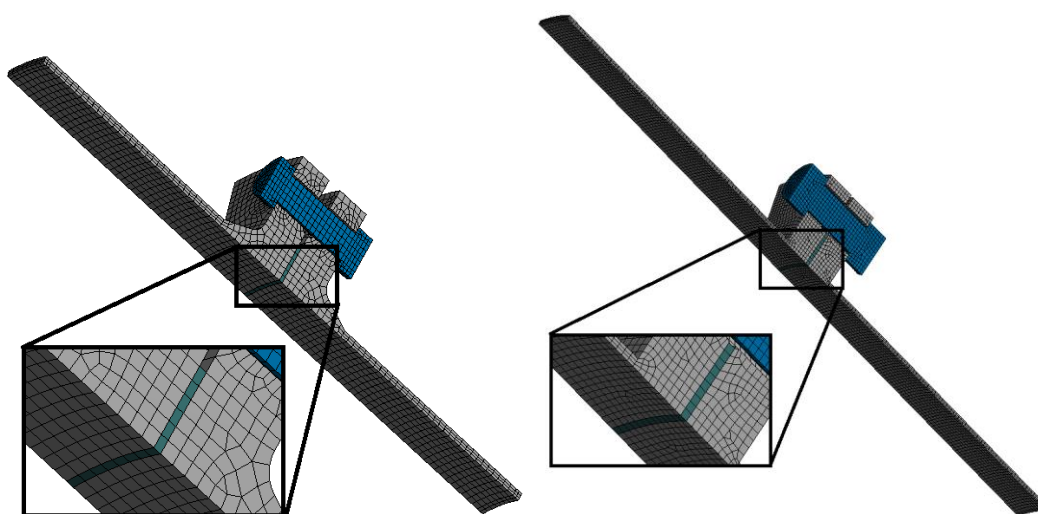
předpětí ve šroubu plus jedno z uvedených zatížení. Hodnota předpětí ve šroubu byla stanovena s ohledem na vnější zatížení analyticky pomocí naprogramované počítačové podpory. Předpětí bylo aplikováno pomocí *Bolt Pretension*, který využívá funkci *PSMESH* a elementy *PRETS179*. Při zatížení PS axiální silou bylo nutné její hodnotu podělit dvojnásobkem počtu šroubů z důvodu statické rovnováhy při modelování šestnáctinového modelu.



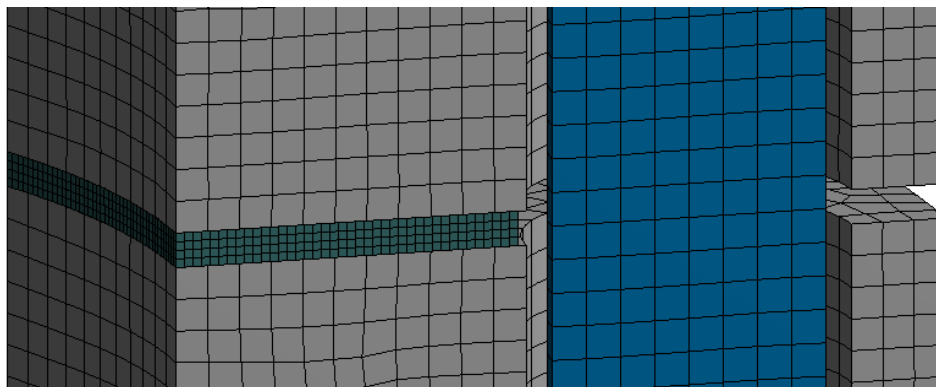
Obr. 42: Zatížení přírubového spoje

#### Konečnoprvkový model

Sít' všech komponent s výjimkou těsnění byla tvořena prostorovými kvadratickými hexagonálními prvky *SOLID187*. Těsnění bylo tvořeno prvky *INTER194*, viz výše. Konečnoprvková sít' byla vytvořena s využitím metody *Sweep* a *Hex Dominant Method*. Výsledné konečnoprvkové sítě přírubových spojů jsou na Obr. 43.



Obr. 43: Konečnoprvkové sítě modelů pro verifikaci (← vlevo krková příruba, → vpravo plochá příruba)



Obr. 44: Detail konečnoprvkové sítě pro lineárně elastický model materiálu

### 6.2.2 Výsledky verifikace

Detailní informace k jednotlivým verifikačním analýzám jsou vypsány v Tabulce 13. V této tabulce je uveden model, typ zatížení a číslo analýzy. Dále je analýza stručně popsána. Uvedena je maximální odchylka výsledků počítačové podpory od výsledků z MKP analýzy a závěr vyplývající z analýzy.

Tabulka 13: Verifikační analýzy výpočetního programu

Model	Zatížení	#	Specifikace	Max. odchylka	Závěr
Geometrie I – Plochá příruba	Tlak	V1	Ploché příruby, elastický model materiálu těsnění (viz Obr. 44), tlakové zatížení 0 – 1.2 MPa.	1.1 %	Jádro výpočetního programu je verifikováno s nízkou odchylkou.
		V2	Ploché příruby, lineárně elastický materiál těsnění gasket, tlakové zatížení 0 – 1.2 MPa.	0.3 %	Výsledky jsou verifikovány pro gasket.
		V3	Ploché příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, tlakové zatížení 0 – 1.2 MPa.	4.1 %	Verifikována funkce interpolace vstupních hodnot ve výpočetním programu.
	Osová síla	V4	Ploché příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, silové zatížení v ose 0 – 90 kN.	16.4 %	Výpočetní program výrazně nadhodnocuje ztrátu předpětí.

Model	Zatížení	#	Specifikace	Max. odchylka	Závěr
Geometrie I – Plochá příruba	Teplota	V5	Ploché příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, teplotní zatížení 20 – 140°C všech komponent homogenně, součinitel teplotní roztažnosti pro všechny materiály stejný.	0 %	Verifikace jádra výpočetního programu pro teplotní zatížení.
	Teplota	V6	Ploché příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, teplotní zatížení 20 – 140°C všech komponent homogenně, součinitele teplotní roztažnosti odpovídají materiálu komponenty.	–2.9 %	Ověření zahrnutí různých tepelných roztažností komponent ve výpočetním programu.
		V7	Ploché příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, teplota šroubů o 5 – 30°C nižší v porovnání s teplotou ostatních komponent, součinitele teplotní roztažnosti odpovídají materiálu komponenty.	–10.8 %	Postihnutí rozdílných teplot jednotlivých komponent.
Geometrie II – Krkové příruba	Tlak	V8	Krkové příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, tlakové zatížení 0 – 1.2 MPa.	0.3 %	Výpočetní program je použitelný pro krkové příruby.
	Osová síla	V9	Krkové příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, silové zatížení v ose 0 – 90 kN.	19 %	
	Teplota	V10	Krkové příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, teplotní zatížení 20 – 140°C všech komponent homogenně, součinitel teplotní roztažnosti pro všechny materiály stejný.	0 %	

Model	Zatížení	#	Specifikace	Max. odchylka	Závěr
Geometrie II – Krkové příruba	Teplota	V11	Krkové příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, teplotní zatížení 20 – 140°C všech komponent homogenně, součinitel teplotní roztažnosti pro všechny materiály stejný.	–1.4 %	Výpočetní program je použitelný pro krkové příruby
		V12	Krkové příruby, materiál těsnění gasket dle zkoušky, teplota šroubů o 5 – 30°C nižší v porovnání s teplotou ostatních komponent, součinitele teplotní roztažnosti odpovídají materiálu komponenty.	–9.7 %	

### 6.3 ROZDÍLY VÝPOČETNÍHO PROGRAMU A NORMY ČSN EN 1591-1:2015

Výpočetní program byl nejprve vytvořen výhradně podle vzorců uvedených v normě ČSN EN 1591-1:2015 [1]. V průběhu verifikace však byly některé vztahy s ohledem na výsledky verifikačních MKP analýz korigovány. Vzorce, které v normě obsahovaly „překlepy“, a vzorce upravené při verifikaci jsou uvedeny v Tabulka 14.

**Tabulka 14: Změny ve vzorcích**

ČSN EN 1591-1 2015	Vzorec	Znění vzorce
(10)	Původní	$e_F = 2 \times A_F / d_4 - d_0$
	Oprava	$e_F = 2 \times A_F / (d_4 - d_0)$
(13)	Původní	$e_F = 2 \times A_F / d_8 - d_0$
	Oprava	$e_F = 2 \times A_F / (d_8 - d_0)$
(90)	Původní	$A_Q = \frac{\pi \times d_{Ge}^2}{4}$
	Oprava	$A_Q = \frac{\pi \times d_{G1}^2}{4}$

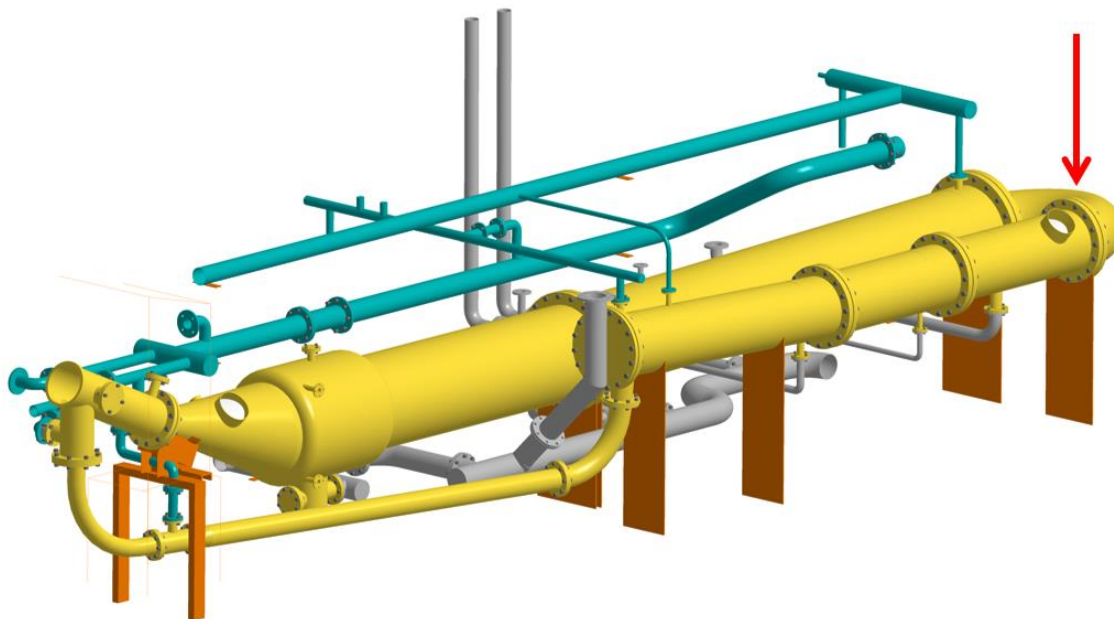
ČSN EN 1591-1 2015	Vzorec	Znění vzorce
(123)	Původní	$\Phi_B = \frac{1}{f_B \times c_B} \sqrt{\left(\frac{F_B}{A_B}\right)^2 + 3 \times \left(c_A \times \frac{M_{t,B}}{l_B}\right)^2}$
	Oprava	$\Phi_B = \frac{1}{f_B \times c_B} \sqrt{\left(\frac{F_B}{A_B}\right)^2 + 3 \times \left(c_A \times \frac{M_{t,B}}{\frac{\pi \times \min(d_{Be}, d_{Bs})^3}{16}}\right)^2}$
Příloha A,	Původní	$d_{Be} = d_{B0} - 0.938 \ 2 \times p_t$
Poznámka b	Oprava	$d_{Be} = d_{B0} - 0.9382 \times p_t$



## 7 POUŽITÍ VÝPOČETNÍHO PROGRAMU V PRAXI

Verifikovaný výpočetní program byl využit pro stanovení předepínacích sil u reálného technického díla (TD). Tímto TD byla tlaková nádoba s přilehlými potrubími (Obr. 45), u které bylo požadováno stanovení zbytkové životnosti. Pro vybraný PS tohoto zařízení je v následujících kapitolách popsán postup hodnocení těsnosti, statické pevnosti a zbytkové životnosti.

### 7.1 ANALYZOVANÉ TECHNICKÉ DÍLO



**Obr. 45: Model geometrie zařízení s přírubovými spoji**

Zařízení se skládá z více částí, které jsou spojeny v jeden celek pomocí PS. Sestavu lze rozdělit na tři větve, které jsou v modelu pro názornost barevně odlišeny (Obr. 45):

- tlaková nádoba – žlutá,
- horní potrubí – tyrkysová,
- dolní potrubí – šedá.

Další text této kapitoly se věnuje především tlakové nádobě. Vedeným médiem je voda, případně vodní pára. Tlaková nádoba (TN) je ohřívána médiem z tepelného výměníku, kde proudění média zajišťuje čerpadlo připojené k dolnímu potrubí. TN je v přední části uložena na rámu (oranžový rám vlevo na Obr. 45), ke kterému je připevněna šrouby. Zbýlá část je uložena na přivařených plechových stojácích (oranžově zvýrazněny na Obr. 45), které jsou poddajné v osovém směru potrubí. Podpory potrubí byly modelovány deskovými náhradami s ekvivalentní tuhostí.

Veškeré potrubní prvky byly vyrobeny z nerezové oceli (AISI 316). Listy přírub byly vyrobeny z oceli (SS400). Materiál šroubů nebyl provozovatelem specifikován, proto byly provedeny zkoušky tohoto materiálu. Charakteristiky materiálů jsou uvedeny v Tabulka 15.

**Tabulka 15: Materiálové charakteristiky**

	$T [^{\circ}\text{C}]$	$E [\text{GPa}]$	$R_{p0.2} [\text{MPa}]$	$R_m [\text{MPa}]$	$\alpha [10^{-6} \cdot \text{K}^{-1}]$	$\mu [-]$
AISI 316	20	194	210	579	15.2	0.3
	200	182	143	396		
SS400	20	210	265	480	12.6	0.3
	200	197	183	330		
Šrouby	20	206	406	444	12.6	0.3
	200	193	300	—		

Pro toto zařízení jsou známy 4 zátěžné stavy (ZS), které byly specifikovány během konzultace s provozovatelem. V Tabulka 16 jsou ZS popsány a uvedeny hodnoty jednotlivých parametrů.

**Tabulka 16: Zátěžné stavy**

ZS	Popis	Předpětí	$T [^{\circ}\text{C}]$	$p [\text{MPa}]$
<i>I</i>	Montáž bez utažení	Ne	20	0
<i>II</i>	Utažení předepínací silou	Ano	20	0
<i>III</i>	Tlaková zkouška ve výrobním závodě	Ano	20	0.8
<i>IV</i>	Normální provozní podmínky	Ano	135	0.5
<i>V</i>	Revizní tlaková zkouška	Ano	20	0.625

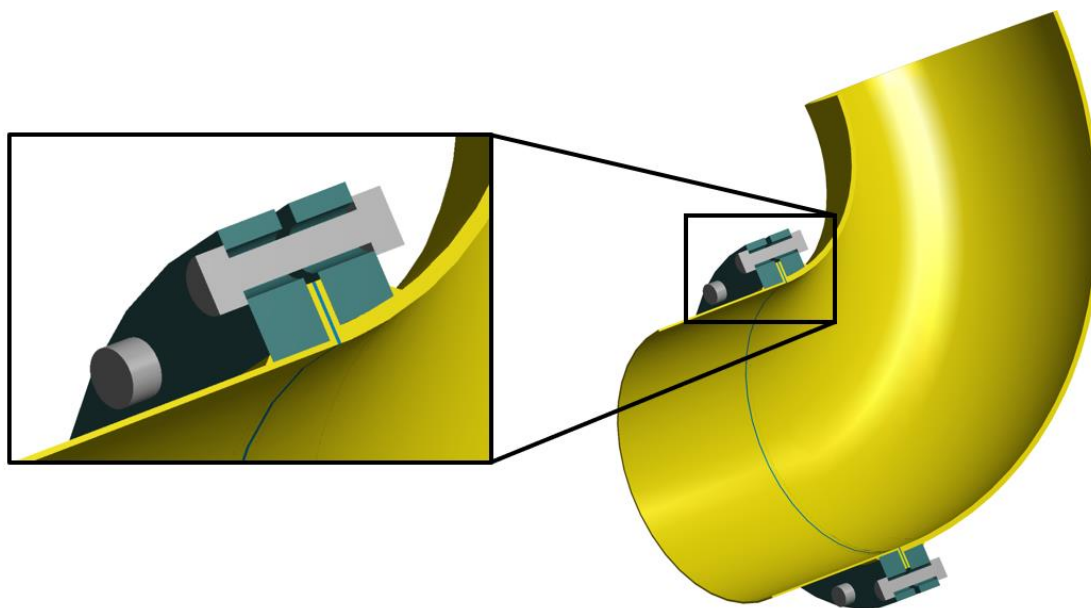
Nejprve byla interně (nebylo předmětem této práce) provedena **termální analýza** kompletního zařízení. Na celou sestavu byla aplikována počáteční teplota  $22^{\circ}\text{C}$ . TN byla izolována s výjimkou inspekčních otvorů, míst připojení horního a dolního potrubí a míst připojení stojin. Těmto částem byly předepsány součinitele přestupu tepla, jejichž hodnoty jsou uvedeny v Tabulka 17. Součinitel izolované části byl vyhodnocen na základě znalosti teploty média, plochy povrchu a teploty na povrchu izolace, která byla určena pomocí termokamery. Výstupem termální analýzy je rozložení teploty v celé sestavě.

**Tabulka 17: Součinitele přestupu tepla**

	Součinitel přestupu tepla $[\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}]$
Izolovaná část	1
Neizolovaná část	5
Skla inspekčních otvorů	5000

Následovala statická strukturální analýza celé sestavy (taktéž nebylo předmětem této práce). Vstupem bylo teplotní pole získané z termální analýzy, tlak média, vlastní tíha zařízení a média. V této analýze byly jednotlivé větve modelovány jako jeden kus a kontakty mezi nimi byly uvažovány jako dokonale tuhé (*Bonded*). Výstupem byl napětový stav zařízení, z něhož byl vyhodnocen nejvíce namáhaný PS tlakové nádoby (červená šipka na Obr. 45). Všechny PS byly posouzeny podle přístupů popsaných v kapitole 5. Síly předpětí přírubových spojů jsou uvedeny v příloze v Tabulka B. Dále tato práce popisuje uvedené posouzení na zmíněném nejvíce namáhaném PS.

## 7.2 VYBRANÝ PŘÍRUBOVÝ SPOJ



**Obr. 46: Model geometrie vybraného PS**

Nejvíce namáhaný přírubový spoj (Obr. 46) je složen ze dvou plochých přírub spojujících potrubí o vnitřním průměru  $400\text{ mm}$ . Další rozměry jsou uvedeny v Tabulka 18.

**Tabulka 18: Vybrané rozměry vyšetřovaného PS**

Popis	Značka	Jednotky	Hodnota
Vnitřní průměr listu příruby	$d_0$	$[mm]$	400
Průměr roztečné kružnice	$d_3$	$[mm]$	495
Vnější průměr příruby	$d_4$	$[mm]$	540
Průměr otvoru pro šroub	$d_5$	$[mm]$	23
Tloušťka skořepiny	$e_S$	$[mm]$	3
Efektivní axiální tloušťka listu příruby	$e_F$	$[mm]$	36
Počet šroubů	$n_B$	$[-]$	16
Jmenovitý průměr šroubu	$d_{B0}$	$[mm]$	20
Vnitřní průměr těsnění	$d_{G1}$	$[mm]$	400
Vnější průměr těsnění	$d_{G2}$	$[mm]$	463
Tloušťka těsnění	$e_G$	$[mm]$	2

V prvním kroku byla pomocí výpočetního programu určena síla předpětí. Následovala MKP analýza, z níž byla posouzena těsnost a pevnost PS a získán tenzor napětí pro analýzu zbytkové životnosti. Tento postup popisují následující podkapitoly.

### 7.2.1 Výpočet síly předpětí

Pro určení síly předpětí byl použit výpočetní program popsáný v předcházejících kapitolách. Výsledky z programu jsou uvedeny v Tabulka 19.

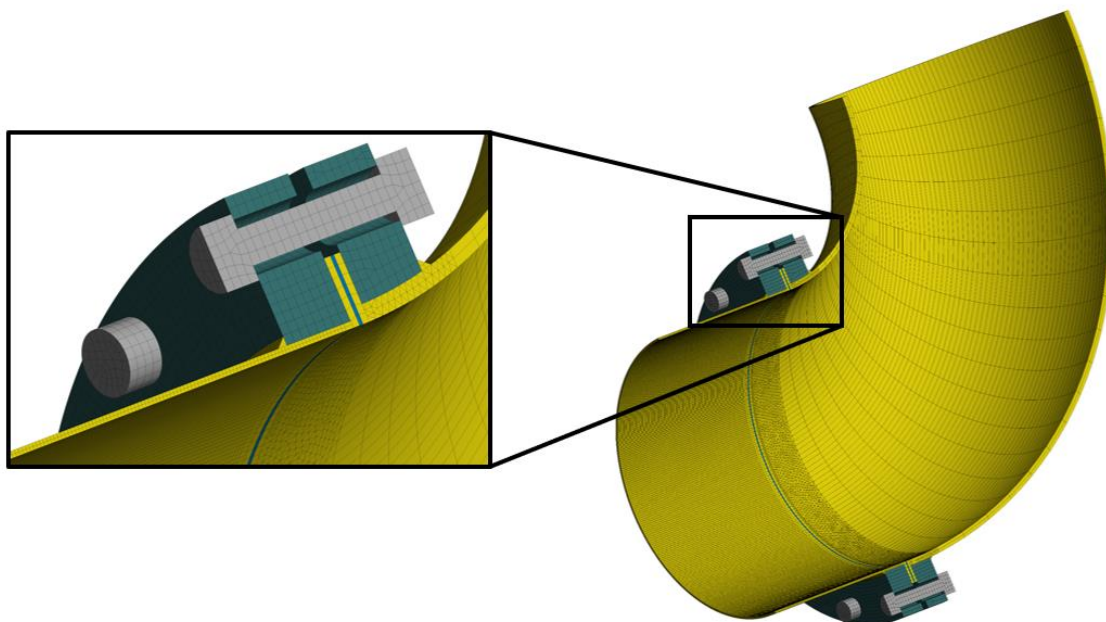
**Tabulka 19: Výsledky z výpočetního programu pro vybraný PS**

Popis	Značka a jednotky	Zátěžný stav			
		<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>
Síla působící na šrouby	$F_B$ [kN]	288.4	205.8	170.1	225.3
Síla působící na těsnění	$F_G$ [kN]	288.4	100.2	107.2	146.8
Tlak působící na těsnění	$\frac{F_G}{A_{Ge}}$ [MPa]	17.7	6.2	6.6	9.0
Předeplínací síla	$F_{B0}$ [N]	288373			
Teoretická šířka těsnění	$b_{Gt}$ [mm]	31.5			
Efektivní šířka těsnění	$b_{Ge}$ [mm]	11.5			

### 7.2.2 Deformačně-napěťová analýza

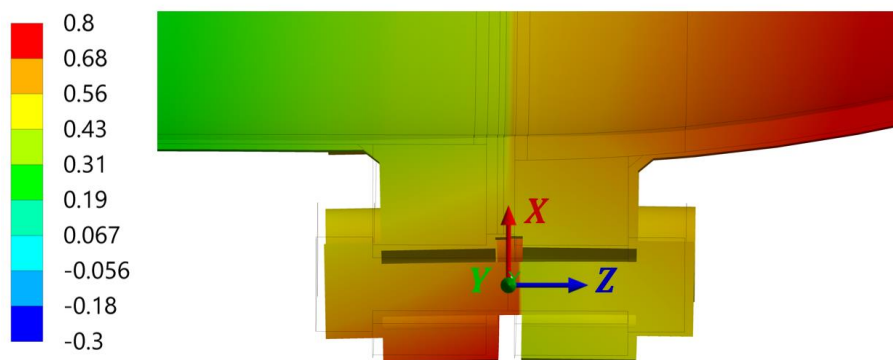
K deformačně-napěťové analýze byla využita MKP provedená v *ANSYS Workbench 19.2*. Okrajové podmínky byly nastaveny analogicky jako při verifikačních výpočtech, viz kapitolu 6.2.1 na straně 42. Cílem analýzy bylo získat výsledky pro zátěžné stavy uvedené v Tabulce 16.

Byla vytvořena síť (Obr. 47) tvořená 142933 prvky a 555249 uzly. Výpočet trval přibližně 72 *min*. Primárním posuzovaným výsledkem analýzy byl normálový tlak působící na těsnění, který je uveden na Obr. 50.

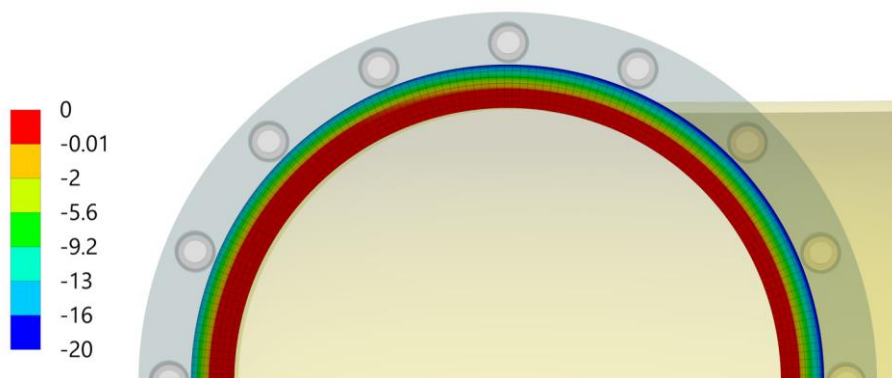


Obr. 47: Konečnoprvková síť PS

Na následujících obrázcích jsou uvedeny výsledky D-N analýzy pro zátěžný stav *IV*. Výsledky ostatních ZS jsou uvedeny v příloze této práce. Na Obr. 48 je zobrazena deformace v axiálním směru šroubů a přírub.

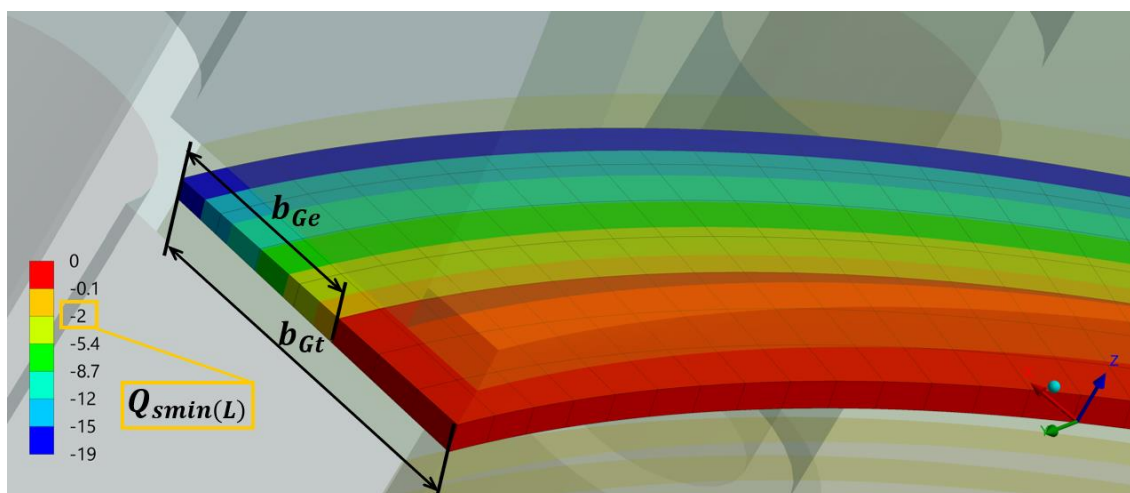


Obr. 48: Axiální deformace (osa Z souřadného systému na obrázku) [mm] v zátěžném stavu *IV*



Obr. 49: Normálový tlak [MPa] působící na těsnění v zátěžném stavu IV

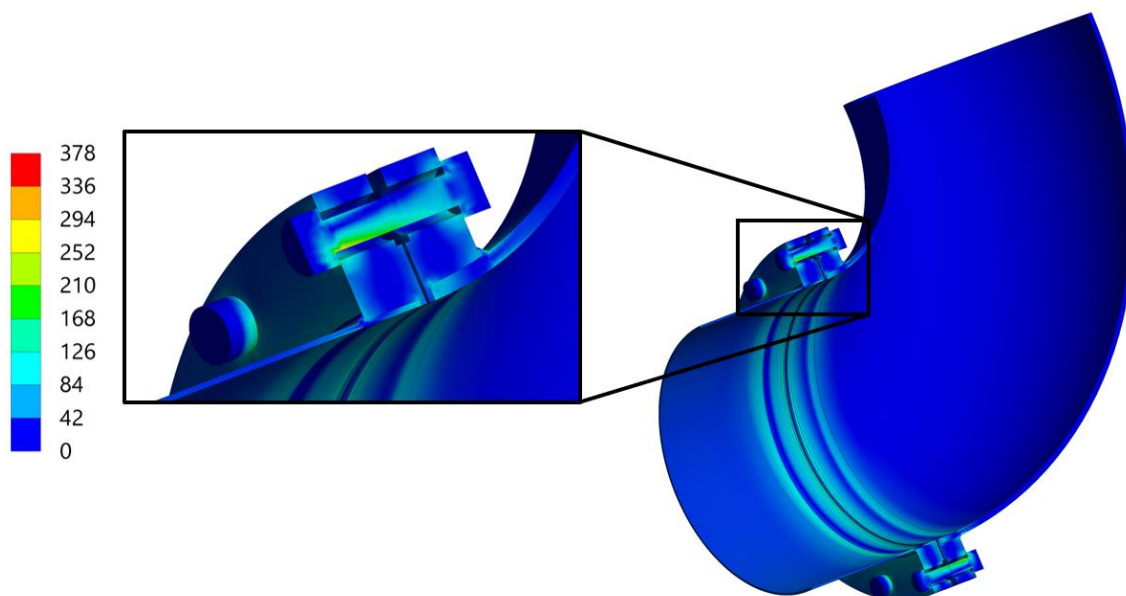
Z Obr. 49 a Obr. 50 lze vyhodnotit efektivní šířka těsnění  $b_{Ge}$ , která je  $13.5 \text{ mm}$ . Přičemž oblast, kde tlak působící na těsnění je roven nebo větší než minimální požadovaný tlak  $Q_{smin(L)} = 2 \text{ MPa}$ , je široká  $11.25 \text{ mm}$  (83 %). To koresponduje s analytickým výpočtem ( $11.5 \text{ mm}$ ). Výsledky tedy splňují podmínku 80 % efektivní šířky těsnění z kapitoly 5.1. Zároveň nedošlo k překročení hodnoty maximálního dovoleného tlaku působícího na těsnění  $Q_{smax} = 40 \text{ MPa}$ . Síla  $F_{B0}$  je tedy z hlediska těsnosti vyhovující.



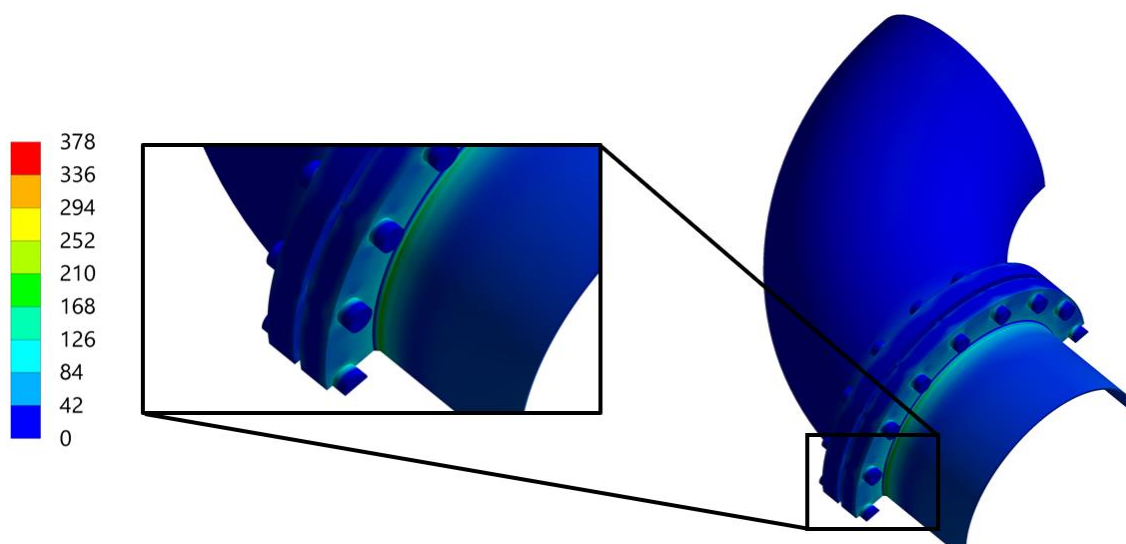
Obr. 50: Normálový tlak působící na těsnění [MPa] při  $F_{B0} = 144187 \text{ N}$

Dále je uvedeno redukované napětí podle podmínky maxTau (Obr. 51 a Obr. 52). Na těchto obrázcích lze pozorovat nejvíce namáhaná místa. Kritickým místem je střed šroubu ( $\sigma_{Red} = 200 \text{ MPa}$ ) a spoj skořepiny a příruby ( $\sigma_{Red} = 194 \text{ MPa}$ ). Je nutné poznamenat, že ve výsledcích jsou zobrazeny i singularity napětí, které se nevyhodnocují.



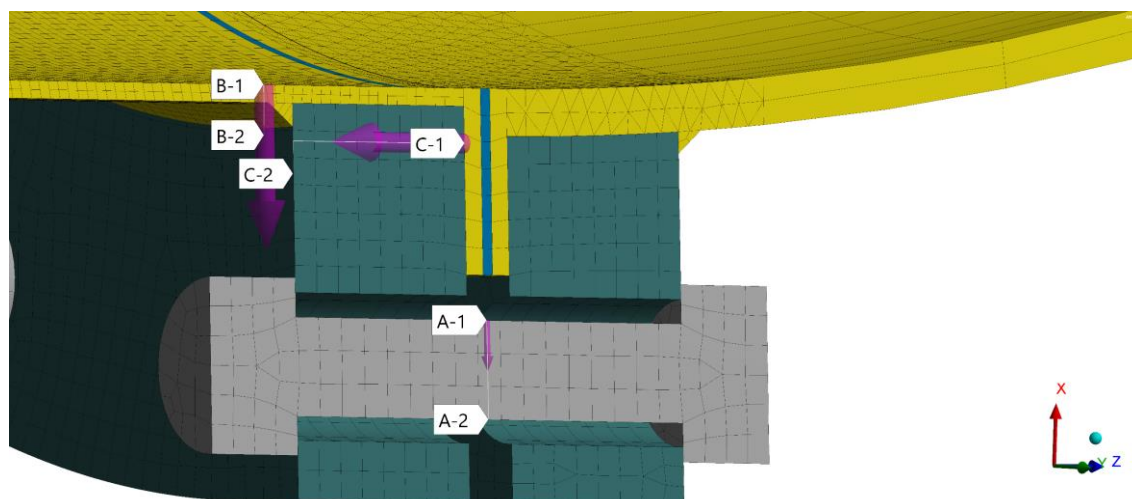


**Obr. 51: Redukované napětí podle podmínky MaxTau [MPa] pro zátěžný stav IV s detailem šroubu**



**Obr. 52: Redukované napětí podle podmínky MaxTau [MPa] pro zátěžný stav IV s detailem spojení skořepiny a příruby**

Statická pevnost byla zhodnocena na základě linearizovaných napětí získaných z řezů skořepinou (*B*) a listem příruby (*C*). Posuzované řezy jsou uvedeny na Obr. 53. Řezem je zde nazývána přímka vedená napříč danou částí. Její orientace je volena z vnitřního povrchu k vnějšímu. U šroubu jsou posuzovaná napětí získána z průřezu v místě *A*. Souhrn výsledků statického posouzení je v Tabulka 20, Tabulka 21 a Tabulka 22. Jmenovitá dovolená napětí jsou vypočtena dle rovnic uvedených v Tabulka 8, do kterých byly konzervativně dosazeny hodnoty  $R_{p0.2}$  a  $R_m$  pro teplotu 200°C z Tabulka 15. **Dle výsledků uvedených v tabulkách níže jsou všechny požadované podmínky statické pevnosti splněny.**



Obr. 53: Oblasti pro hodnocení pevnosti

Tabulka 20: Statické posouzení skořepiny (řez B)

$$[\sigma] = \min \left[ \frac{R_{p0.2}}{1.5}; \frac{R_m}{2.6} \right] = \min \left[ \frac{143}{1.5}; \frac{396}{2.6} \right] = 95.3 \text{ MPa}$$

Limity	$1.3 \cdot [\sigma]$		$\min \left\{ 2.5 - \frac{R_{p0.2}}{R_m}; 2 \right\} \cdot R_{p0.2}$	
	123.9 MPa		286 MPa	
ZS	$(\sigma)_2$	Splněno	$(\sigma)_{RK}$	Splněno
II	66.6	✓	146.6	✓
III	119.5	✓	264.9	✓
IV	55.7	✓	194.8	✓
V	101.2	✓	223.4	✓



Tabulka 21: Statické posouzení listu příruby (řez C)

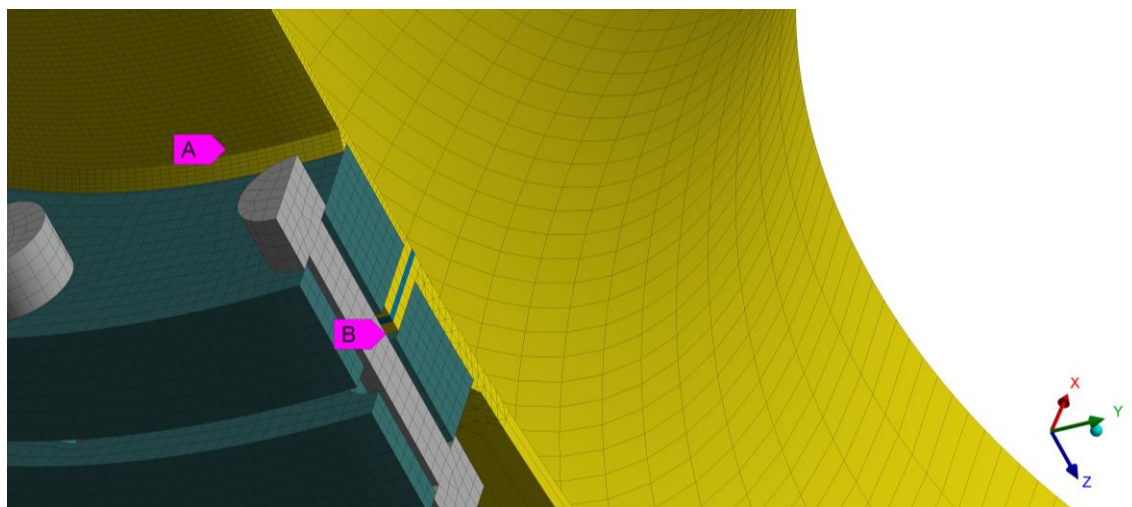
$$[\sigma] = \min \left[ \frac{R_{p0.2}}{1.5}; \frac{R_m}{2.6} \right] = \min \left[ \frac{183}{1.5}; \frac{330}{2.6} \right] = 122 \text{ MPa}$$

Limity	$1.3 \cdot [\sigma]$		$\min \left\{ 2.5 - \frac{R_{p0.2}}{R_m}; 2 \right\} \cdot R_{p0.2}$	
	158.6 MPa		356 MPa	
ZS	$(\sigma)_2$	Splněno	$(\sigma)_{RK}$	Splněno
<i>II</i>	2.3	✓	56.9	✓
<i>III</i>	10.4	✓	94.1	✓
<i>IV</i>	11.8	✓	95.3	✓
<i>V</i>	8.1	✓	81.6	✓

Tabulka 22: Statické posouzení šroubu (průřez A)

$$[\sigma]_w = \frac{R_{p0.2}}{2} = \frac{300}{2} = 150 \text{ MPa}$$

Limity	$[\sigma]_w$		$1.3 \cdot [\sigma]_w$		$1.7 \cdot [\sigma]_w$	
	150 MPa		195 MPa		255 MPa	
ZS	$(\sigma)_{1w}$	Splněno	$(\sigma)_{3w}$	Splněno	$(\sigma)_{4w}$	Splněno
<i>II</i>	82.3	✓	82.3	✓	179.6	✓
<i>III</i>	79.3	✓	79.3	✓	200.1	✓
<i>IV</i>	75.4	✓	81.1	✓	200.5	✓
<i>V</i>	75.6	✓	75.6	✓	188.4	✓



Obr. 54: Kritická místa posuzovaná z hlediska pevnosti a životnosti

Je vhodné PS posoudit i z hlediska životnosti. Místa (uzly sítě), ze kterých byly získány tenzory napětí  $\Pi_{\sigma}$  pro posouzení, jsou zobrazena na Obr. 54. Bod *A* označuje uzel skořepiny a bod *B* je uzel na vnějším povrchu šroubu.

### 7.2.3 Výpočet zbytkové životnosti zařízení – *States*

Z D-N analýzy popsané v předchozí kapitole byly získány tenzory napětí ve dvou posuzovaných nejvíce namáhaných místech pro všechny ZS. V rovnicích (69) a (70) jsou uvedeny tenzory pro zátěžný stav *II*, tedy pro montážní stav, kdy dojde k vyvolání předpětí ve šroubech. V tenzoru napětí pro šroub lze pozorovat majoritní napětí  $\sigma_z$ , což odpovídá směru osy šroubu.

$$\Pi_{\sigma \text{ šroub } II} = \begin{bmatrix} 0.5 & -0.5 & 1.1 \\ -0.5 & 3.6 & -4.4 \\ 1.1 & -4.4 & -200.4 \end{bmatrix} MPa \quad (69)$$

$$\Pi_{\sigma \text{ skořepina } II} = \begin{bmatrix} -6.3 & -16.9 & -2.1 \\ -16.9 & 180.1 & 10.2 \\ -2.1 & 10.2 & 252.7 \end{bmatrix} MPa \quad (70)$$

Dále bylo provedeno posouzení životnosti podle kapitoly 5.3. Vstupem do programu *States* jsou již zmíněné tenzory napětí v jednotlivých ZS, z jejichž sledu byly vytvořeny zátěžné bloky. Tyto bloky popisují historii zatěžování, viz Tabulka 23. Dalšími vstupy byly charakteristiky materiálu uvedené v Tabulka 15.

**Tabulka 23: Zátěžné bloky**

Zátěžný blok	Sled zátěžných stavů	Opakování $n_i$
1	<i>I, II, III, IV, V, I</i>	1 ×
2	<i>I, II, III, II</i>	1 ×
3	<i>II, V, II</i>	1 ×
4	<i>II, IV, II</i>	13500 ×
5	<i>II, V, II</i>	1 ×

Výstupem z programu je kumulace poškození pro jednotlivé zátěžné bloky a celková kumulace poškození *D*. Tyto hodnoty jsou uvedeny na Obr. 55.

KUMULACE POSKOZENÍ D skořepina	KUMULACE POSKOZENÍ D šroub
1 0.747781996E-06	1 0.115356920E-01
2 0.150000005E-06	2 0.200554868E-02
3 0.100000001E-06	3 0.100000001E-06
4 0.134999992E-02	4 0.134999992E-02
5 0.100000001E-06	5 0.100000001E-06
C 0.135109772E-02	C 0.148914391E-01

**Obr. 55: Kumulace poškození *D* skořepiny (vlevo) a šroubu (vpravo)**

Výsledná hodnota životnosti vychází z Palmgren-Minerova pravidla. Životnost skořepiny pak je

$$T_{skořepina} = \frac{\frac{1 - D_{C\ skořepina}}{D_{4+5\ skořepina}} \times (n_4 + n_5) + \sum n_i}{počet\ bloků\ 4\ za\ rok} \doteq 6666\ let \quad (71)$$

a šroubu

$$T_{šroub} = \frac{\frac{1 - D_{C\ šroub}}{D_{4+5\ šroub}} \times (n_4 + n_5) + \sum n_i}{počet\ bloků\ 4\ za\ rok} \doteq 6576\ let. \quad (72)$$

Z výsledků plyne, že únavovou životnost hlavních přírub tubusu tlakové nádoby je možné čerpat až **6576 let** při zachování identické skladby zátěžných stavů.

## 8 ZÁVĚR

V této diplomové práci byla provedena rešerše v oblasti přírubových spojů se zaměřením na jejich posuzování z hlediska těsnosti, pevnosti a životnosti. Jedním z ucelených souborů norem řešícím téměř celou problematiku přírubových spojů jsou normy ČSN EN. Patří mezi ně ČSN EN 1092 popisující geometrii přírub, ČSN EN 13555 popisující postup zkoušení těsnění a na tuto normu navazující ČSN EN 1591-1, která popisuje výpočet síly předpětí, posouzení těsnosti a pevnosti. Životnosti se věnuje norma NTD A.S.I. Sekce IV.

Zkoumána byla možnost rozšíření normovaného výpočtového postupu ČSN EN 1591-1 o sériově řazená těsnění v přírubovém spoji, což bývá v praxi nezdědka aplikováno. Práce se proto zabývala vlivem tuhostí jednotlivých komponent na poměry sil v přírubovém spoji. V této části bylo řešeno, jakou tuhost mají dvě těsnění v sérii. Byl proto navržen a proveden experiment. Předpokladem bylo, že (normálový) modul pružnosti jednoho těsnění bude stejný jako modul pružnosti dvou totožných těsnění v sérii. Byla provedena zkouška samostatného těsnění a dvou těsnění v sérii. Výsledky těchto zkoušek byly porovnány. Uvedený experiment byl realizován pro dva různé materiály. Z důvodu velkých odchylek od předpokladu nebyl tento předpoklad potvrzen.

Byl vytvořen výpočetní program podle normy ČSN EN 1591-1:2015 sloužící pro návrh předepínacích sil přírubového spoje při dodržení třídy těsnosti a pevnosti. Postupy v této normě vyžadují opakování výpočtů, což je bez algoritmizace zdlouhavé u jednoho přírubového spoje a nemožné u zařízení s větším počtem přírubových spojů. Přínosem předloženého programu je proto významná úspora výpočetního času a minimalizace lidské chyby. Pro tvorbu programu byl použit programovací jazyk Python. Bylo využito přístupu objektově orientovaného programování. Vytvořený program postihuje výpočty předepínací síly pro 12 typů přírub a 4 typy těsnění. Bylo také provedeno rozšíření normovaného postupu o možnost zadávání mechanických vlastností těsnění v celém rozsahu zkoušek, pro více teplot a umožněna interpolace hodnot dle potřeby výpočtu.

Verifikovány byly dva typy přírub – plochá příruba a příruba s kuželovým krkem. Verifikace spočívala v porovnání síly působící na těsnění získané z výpočetního programu a z D-N analýzy pomocí metody konečných prvků, přičemž model zatížení v této D-N analýze zahrnoval sílu předpětí získanou z výpočetního programu. Výsledky verifikačních analýz ukázaly, že výpočetní program poskytuje konzervativní hodnoty předepínacích sil z hlediska těsnosti. Největší odchylky vznikají při zatížení osovou silou u obou geometrií.

Vytvořený a verifikovaný výpočetní program byl použit pro výpočet předepínacích sil reálného technického díla – tlakové nádoby s přilehlým potrubím. Předepínací síly byly vypočteny pro všechny přírubové spoje na tomto technickém díle. Celkem bylo provedeno 74 návrhů předepínacích sil. V této práci je uvedena aplikace pro nejvíce namáhaný přírubový spoj. Pro jeho nalezení bylo využito interních výsledků termální a statické strukturální analýzy celé sestavy. Na tomto spoji byl demonstrován postup posouzení dle norem NTD A.S.I., které jsou používány při posuzování (nejen) přírubových spojů u jaderných elektráren v ČR. Byla provedena D-N analýza kritického přírubového spoje s aplikací síly předpětí s účelem posouzení těsnosti a pevnosti. Při posouzení těsnosti byly pro vypočtenou předepínací sílu splněny všechny podmínky stanovené normou. Z hlediska pevnosti byl přírubový spoj vyhodnocen jako vyhovující. Ve dvou nejzatíženějších místech dle D-N analýzy (pro všechny zátěžné stavy) byla vyhodnocena únavová životnost. K tomu byl použit program *States*.

## 9 BIBLIOGRAFIE

- [1] ČSN EN 1591-1. *Příruby a přírubové spoje: Pravidla pro navrhování těsných kruhových přírubových spojů - Část 1: Výpočet*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [2] Bolted joints. *Little P.ENG. for engineers training* [online]. Southeast Calgary, b.r. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.littlepeng.com/single-post/2017/05/18/Bolted-Joints>
- [3] ČSN EN 1092-1. *Příruby a přírubové spoje: Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství s označením PN - Část 1: Příruby z oceli*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018.
- [4] ČSN EN 13555. *Příruby a přírubové spoje: Parametry těsnění a postupy zkoušení vztahující se ke pravidlům pro navrhování přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsněním*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [5] NTD ASI - III - 2016. *Hodnocení pevnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER: Sekce III*. 1. Praha: Asociace strojních inženýrů ČR, 2016.
- [6] NTD ASI - IV - 2016. *Hodnocení zbytkové životnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER: Sekce IV*. 1. Praha: Asociace strojních inženýrů ČR, 2016.
- [7] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] Bolted joints. *Little P.ENG. for engineers training* [online]. Southeast Calgary, b.r. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.littlepeng.com/single-post/2017/06/30/Bolted-Joints>
- [9] Definition and details of Flanges: Types of Flanges. *Explore the World of Piping* [online]. 2019 [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: [http://www.wermac.org/flanges/flanges\\_welding-neck\\_socket-weld\\_lap-joint\\_screwed\\_blind.html](http://www.wermac.org/flanges/flanges_welding-neck_socket-weld_lap-joint_screwed_blind.html)
- [10] Troubleshooting Gasket Failure. *Pumps & Systems*. 2018, (4), 69-71.
- [11] *Gasket & Fastener Handbook: A Technical Guide to Gasketing & Bolted Joints*. Houston, TX, USA: Lamons, 2016. Dostupné také z: [https://www.lamons.com/images/lit\\_reference/Gasket\\_&\\_Fastener\\_Handbook\\_2016.pdf](https://www.lamons.com/images/lit_reference/Gasket_&_Fastener_Handbook_2016.pdf)
- [12] *Gasket Handbook*. European Sealing Association. Wayne, PA, USA: Fluid Sealing Association, 2017, 138 s. Dostupné také z: <http://www.fluidsealing.com/publication-downloads/FSA%20Gasket%20Handbook%20-%20June%202017.pdf>
- [13] Gasketing Products. *Garlock: an EnPro Industries family of companies* [online]. Sydney, Australia, 2018 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.garlock.com/en/products/gasketing-products>
- [14] Sheet gasket, Spiral wound gasket and Camprofile gaskets. *ProPack AG* [online]. Sauerlach, Německo, 2019 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: [https://propack.ag/fileadmin/\\_processed\\_/2/1/csm\\_D7ProCor\\_54297e83bb.jpg](https://propack.ag/fileadmin/_processed_/2/1/csm_D7ProCor_54297e83bb.jpg)
- [15] RTJ Flanges, Ring Type Joint Flange. *Sunny Steel: Collect Steel pipe and fitting Resources* [online]. China, b.r. [cit. 2019-04-11]. Dostupné z: [http://www.sunnysteel.com/images/rtj-flanges\\_banner.jpg](http://www.sunnysteel.com/images/rtj-flanges_banner.jpg)

- [16] ČSN EN 1514-1. *Příruby a přírubové spoje: Rozměry těsnění pro příruby s označením PN - Část 1: Nekomová plochá těsnění s vložkou nebo bez vložky*. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [17] ASME B16.21-2016. *Nonmetallic Flat Gaskets for Pipe Flanges*. 1. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2016.
- [18] ČSN EN 1514-2. *Příruby a přírubové spoje: Těsnění pro příruby s označením PN - Část 2: Spirálově vinutá těsnění pro ocelové příruby*. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [19] ČSN EN 1514-4. *Příruby a přírubové spoje: Rozměry těsnění pro příruby s označením PN - Část 4: Kovová vlnitá, plochá nebo břebovaná těsnění a plněná kovová těsnění používaná pro ocelové příruby*. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [20] ČSN EN 1514-6. *Příruby a přírubové spoje: Rozměry těsnění pro příruby s označením PN - Část 6: Hřebovaná kovová těsnění s obložním pro ocelové příruby*. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2004.
- [21] ASME B16.20-2017. *Metallic Gaskets for Pipe Flanges: Ring-Joint, Spiral-Wound and Jacketed*. 1. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2017.
- [22] ROOS, Eberhard, Hans KOCKELMANN a Rolf HAHN. Gasket characteristics for the design of bolted flange connections of metal-to-metal contact type. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* [online]. 2002, **79**(1), 45-52 [cit. 2019-04-08]. DOI: 10.1016/S0308-0161(01)00127-2. ISSN 03080161. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0308016101001272>
- [23] MAXWELL, J. C. On the dynamic theory of gases. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*. 1867, (157), 49-88.
- [24] YUEN, D. A. a W. R. PELTIER. Normal modes of the viscoelastic earth. *Geophysical Journal International* [online]. 1982, **69**(2), 495-526 [cit. 2019-05-05]. DOI: 10.1111/j.1365-246X.1982.tb04962.x. ISSN 0956-540X. Dostupné z: <https://academic.oup.com/gji/article-lookup/doi/10.1111/j.1365-246X.1982.tb04962.x>
- [25] KELVIN, L. On the elasticity and viscosity of metals. *Proceedings of the Royal Society*. 1865, (14), 289-297.
- [26] VOIGT, W. Ueber innere Reibung fester Körper, insbesondere der Metalle. *Annalen der Physik und Chemie* [online]. 1892, **283**(12), 671-693 [cit. 2019-05-05]. DOI: 10.1002/andp.18922831210. ISSN 00033804. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1002/andp.18922831210>
- [27] ALKELANI, A. A., B. A. HOUSARI a S. A. NASSAR. A proposed model for creep relaxation of soft gaskets in bolted joints at room temperature. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 2008, (130), 1-6.
- [28] BHARADWAJ, Madhu, Santiago CLARAMUNT a Sowmianarayanan SRINIVASAN. Modeling Creep Relaxation of Polytetrafluorethylene Gaskets for Finite Element Analysis. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing* [online]. 2017, **5**(2), 123-126 [cit. 2019-05-05]. DOI: 10.18178/ijmmm.2017.5.2.302. ISSN 17938198. Dostupné z: <http://www.ijmmm.org/index.php?m=content&c=index&a=show&catid=50&id=361>
- [29] BERGSTRÖM, J.S. a L.B. HILBERT. A constitutive model for predicting the large deformation thermomechanical behavior of fluoropolymers. *Mechanics of Materials* [online].

- 2005, **37**(8), 899-913 [cit. 2019-05-06]. DOI: 10.1016/j.mechmat.2004.09.002. ISSN 01676636. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0167663604001310>
- [30] *ANSYS Help*. Release 19.2. b.r.
- [31] KTA 3211.2:2013-11. *Druck- und aktivitätsführende Komponenten von Systemen außerhalb des Primärkreises: Teil 2: Auslegung, Konstruktion und Berechnung*. 1. Salzgitter: KTA-Geschäftsstelle c/o Bundesamt fuer Strahlenschutz (BfS), 2013.
- [32] KTA 3201.2:2017-11. *Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren: Teil 2: Auslegung, Konstruktion und Berechnung*. 1. Salzgitter: KTA-Geschäftsstelle c/o Bundesamt fuer Strahlenschutz (BfS), 2017.
- [33] POSPÍŠIL, František. *Závitová a šroubová spojení: určeno [též] studentům*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [34] WIEGAND, Heinrich a Karl-Heinrich ILLGNER. *Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen*. 3. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1962. ISBN 978-3-662-30172-2.
- [35] TEN BOSCH, Maurits. *Berechnung der Maschinenelemente* [online]. 3. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1951 [cit. 2019-04-15]. DOI: 10.1007/978-3-662-29304-1. ISBN 978-3-662-27804-8.
- [36] DEUTLER, H. *Das Anziehen von Schrauben*. Maschinenbau Betrieb, 1939.
- [37] FINDEISEN, Franz. *Neuzeitliche Maschinenelemente: Bd.2: Boltzen - Keile - Niete*. Zürich: Schweizer Druck- u. Verlagshaus, 1951.
- [38] ITO, Y., J. TOYODA a S. NAGATA. Interface Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly. *Journal of Mechanical Design* [online]. 1979, **101**(2), 330-337 [cit. 2019-04-15]. DOI: 10.1115/1.3454058. ISSN 10500472. Dostupné z: <http://MechanicalDesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1451059>
- [39] ŠVEC, Jan. *Učebnice jazyka Python (aneb Létající cirkus)*. Vydání 2.2. 2002.
- [40] 8 World-Class Software Companies That Use Python. *Real Python* [online]. b.r. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://realpython.com/world-class-companies-using-python/>
- [41] Visualize Programming Language Popularity using tiobeindexpy. *Towards Data Science* [online]. b.r. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://towardsdatascience.com/visualize-programming-language-popularity-using-tiobeindexpy-f82c5a96400d>

**SEZNAM ZKRATEK**

Význam zkratky byl uveden v textu diplomové práce vždy při jejím prvním výskytu. V seznamu jsou uvedeny pouze často používané zkratky.

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ČSN	Česká technická norma
DN	Diameter nominal – jmenovitý vnitřní průměr
D-N	Deformačně-napět'ová
EN	Evropská norma
FEM	Finite element method
FJ	Flange joint
HST	Hlavní silový tok
KHS	Krafthauptschluß
KNS	Kraftnebenschluß
KTA	Kerntechnische Ausschus
MKP	Metoda konečných prvků
MMC	Metal-to-metal contact
NPP	Normální provozní podmínky
NTD A.S.I.	Normativně technická dokumentace asociace strojních inženýrů
OOP	Objektově orientované programování
PN	Pressure nominal – jmenovitý tlak
PS	Přírubový spoj
PTFE	Polytetrafluorethylen
TD	Technické dílo
TN	Tlaková nádoba
VST	Vedlejší silový tok
VVER	Vodo-vodní energetický reaktor
ZS	Zátěžný stav



## SEZNAM SYMBOLŮ

Význam symbolu byl uveden v textu diplomové práce vždy při jeho prvním výskytu. V seznamu jsou uvedeny zejména symboly používané napříč kapitolami.

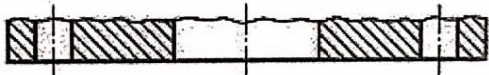
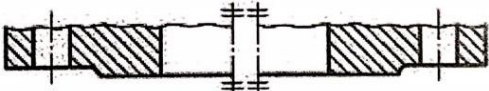
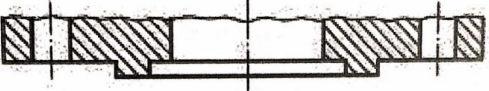
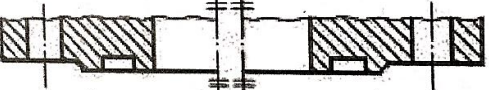

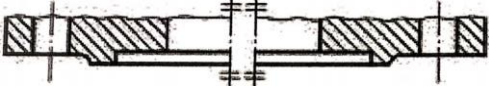


Značka	Jednotka	Význam
$(\sigma)$	[MPa]	Redukované napětí
$(\sigma)_1$	[MPa]	Skupina kategorií napětí představující prostá membránová napětí
$(\sigma)_{1w}$	[MPa]	Skupina kategorií napětí představující průměrné napětí po průřezu šroubu nebo svorníku od utažení a zatížení mechanického původu
$(\sigma)_2$	[MPa]	Skupina kategorií napětí představující tenzorový součet prostých nebo místních membránových a prostých ohybových napětí
$(\sigma)_{3w}$	[MPa]	Skupina kategorií napětí představující průměrné tahové napětí v průřezu šroubu nebo svorníku od utažení, zatížení mechanického původu a zatížení teplotního původu
$(\sigma)_{4w}$	[MPa]	Skupina kategorií napětí v průřezu šroubu nebo svorníku představující tenzorový součet prostých tahových, prostých ohybových a smykových napětí od kroucení vyvolaných utažením, zatížením mechanického původu a zatížením teplotního původu
$(\sigma)_{RK}$	[MPa]	Rozkmit napětí u potrubí představující rozkmit redukovaného napětí určeného z tenzorového součtu membránových, ohybových, základních teplotních a kompenzačních napětí
$[\sigma]$	[MPa]	Jmenovité dovolené napětí
$[\sigma]_w$	[MPa]	Jmenovité dovolené napětí pro šroub
$C_{celk}$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Celková tuhost
$C_p$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost příruby
$C_s$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost šroubu
$D_S$	[mm]	Průměr podstavy Bachova dvojkužele
$E_G$	[MPa]	Modul pružnosti těsnění
$E_p$	[MPa]	Modul pružnosti příruby
$E_s$	[MPa]	Modul pružnosti šroubu
$F_0$	[N]	Síla předpětí
$F_{G0}$	[N]	Předepínací síla
$G_k$	[MPa]	Kelvin-Voightova tuhost pružiny
$G_m$	[MPa]	Maxwellova tuhost pružiny
$L_N$	[–]	Třída těsnosti
$P_{QR}$	[–]	Součinitel relaxace
$Q_A$	[MPa]	Povrchový (utahovací) tlak působící na těsnění při montáži před odlehčením

Značka	Jednotka	Význam
$Q_I$	[MPa]	Povrchový tlak působící na těsnění před relaxací
$Q_R$	[MPa]	Povrchový tlak působící na těsnění po relaxaci
$Q_{min(L)}$	[MPa]	Minimální povrchový tlak požadovaný pro třídu těsnosti $L_N$ při montáži
$Q_{smax}$	[MPa]	Maximální povrchový tlak, kterému lze těsnění vystavit při provozní teplotě bez poškození
$Q_{smin(L)}$	[MPa]	Minimální povrchový tlak požadovaný pro třídu těsnosti $L_N$ po odlehčení (v provozu)
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0.2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
$S_B$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha osového řezu Bachova dvojkužele
$S_R$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha osového řezu Rötischerova tlakového válce
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu příruby
$S_s$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu šroubu
$d_0$	[mm]	Vnitřní průměr listu příruby
$d_3$	[mm]	Průměr roztečné kružnice
$d_4$	[mm]	Vnější průměr příruby
$d_5$	[mm]	Průměr otvoru pro šroub
$d_{B0}$	[mm]	Jmenovitý průměr šroubu
$d_{G1}$	[mm]	Vnitřní průměr těsnění
$d_{G2}$	[mm]	Vnější průměr těsnění
$e_F$	[mm]	Efektivní axiální tloušťka listu příruby
$e_G$	[mm]	Tloušťka těsnění
$e_G(Q_{G0})$	[mm]	Počáteční tloušťka stlačeného těsnění při dotykovém tlaku $Q_{G0}$
$e_S$	[mm]	Tloušťka skořepiny
$g_{KNS}$	[—]	Součinitel relaxace
$l_s$	[mm]	Svěrná délka šroubu
$l'_s$	[mm]	Účinná svěrná délka šroubu
$n_{0.2}$	[—]	Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu
$n_B$	[—]	Počet šroubů
$n_m$	[—]	Součinitel bezpečnosti vůči pevnosti v tahu
$p_{KNS}$	[MPa]	Maximální dovolený vnitřní přetlak média pro dodržení dané třídy těsnosti $L$
$r_R$	[mm]	Poloměr Rötischerova tlakového válce
$t_k$	[mm]	Deformující se tloušťka přírub
$\varepsilon_p$	[—]	Přetvoření přírub
$\varepsilon_s$	[—]	Přetvoření šroubu
$\eta_k$	[MPa · s]	Kelvin-Voightova viskozita tlumiče
$\eta_m$	[MPa · s]	Maxwellova viskozita tlumiče

Značka	Jednotka	Význam
$\lambda_p$	[mm]	Prodloužení/stlačení příruby
$\lambda_s$	[mm]	Prodloužení/stlačení šroubu
$\sigma_{KNS}$	[MPa]	Napětí na těsnění potřebné k dosažení kontaktu těsnicích ploch
$\Delta$	[%]	Odchylka
$\Delta e_{Gc}$	[mm]	Změna tloušťky těsnění nebo těsnicího prvku
$C$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost pružiny
$E$	[MPa]	Modul pružnosti
$G$	[MPa]	Modul pružnosti
$N$	[mg(s · m) <sup>-1</sup> ]	Specifická míra netěsnosti
$Q$	[MPa]	Tlak působící na těsnění
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha
$T$	[°C]	Teplota
$p$	[MPa]	Tlak
$\alpha$	[10 <sup>-6</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Součinitel teplotní roztažnosti
$\gamma$	[-]	Deformace
$\varepsilon$	[-]	Přetvoření
$\eta$	[MPa · s]	Dynamická viskozita
$\lambda$	[mm]	Prodloužení/stlačení
$\mu$	[-]	Poissonův poměr
$\sigma$	[MPa]	Napětí

## PŘÍLOHY

Tabulka A: Typy těsnicích ploch přírub dle ČSN EN 1092-1

Typ těsnicí plochy	Popis	Obrázek
A	Rovná těsnicí plocha	
B	Těsnicí lišta	
C	Pero	
D	Drážka	
E	Nákružek	
F	Výkružek	
G	Nákružek pro O-kroužek	
H	Drážka pro O-kroužek	

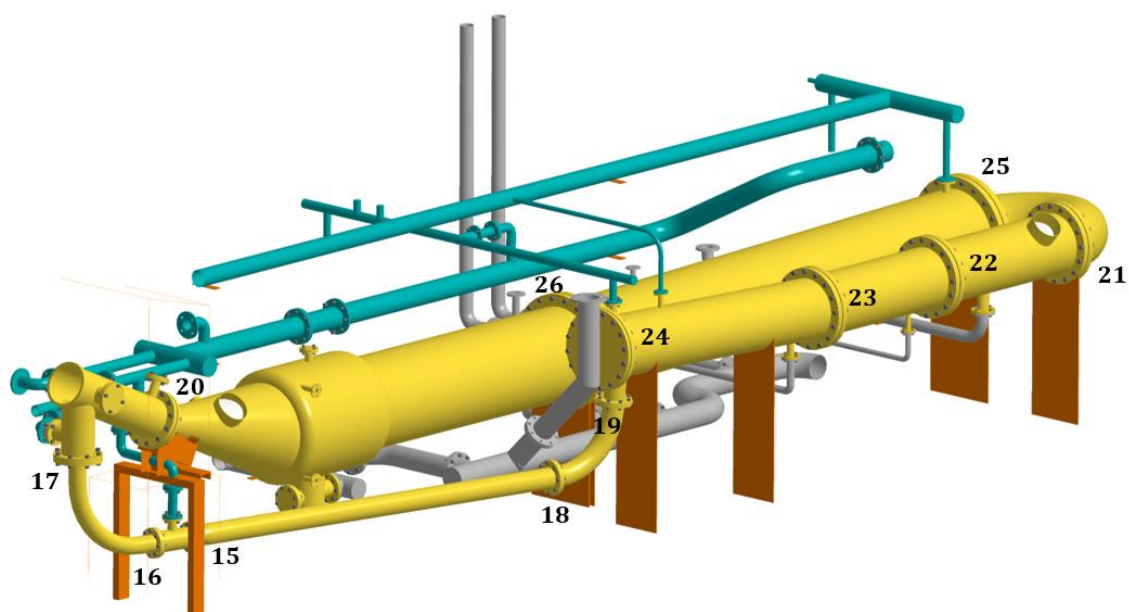
## ZKUŠEBNÍ VZORKY TĚSNĚNÍ – EXPERIMENT

Obr. 56: Vzorky těsnění z materiálu *TEMASIL* před zkouškouObr. 57: Vzorky těsnění z materiálu *TEMASIL* po zkoušceObr. 58: Vzorky těsnění z materiálu *SIGRAFLEX – HOCHDRUCK* před zkouškouObr. 59: Vzorek těsnění z materiálu *SIGRAFLEX – HOCHDRUCK* po zkoušce

Tabulka B:

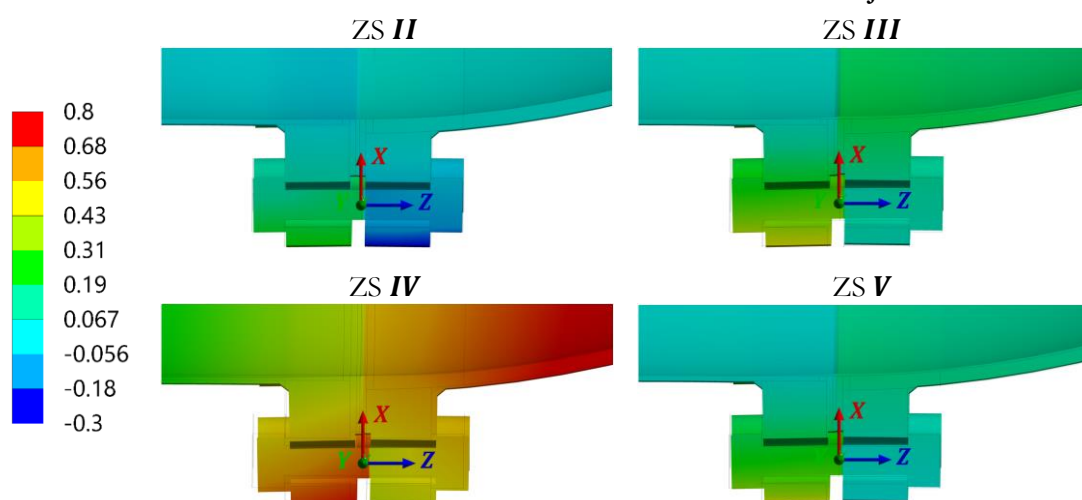
Číslo PS	Předepínací síla $F_{B0}$ [N]
15	49724
16	49724
17	195835
18	63580
19	63580
20	207542

Číslo PS	Předepínací síla $F_{B0}$ [N]
21	288374
22	271626
23	271626
24	305256
25	608475
26	565792

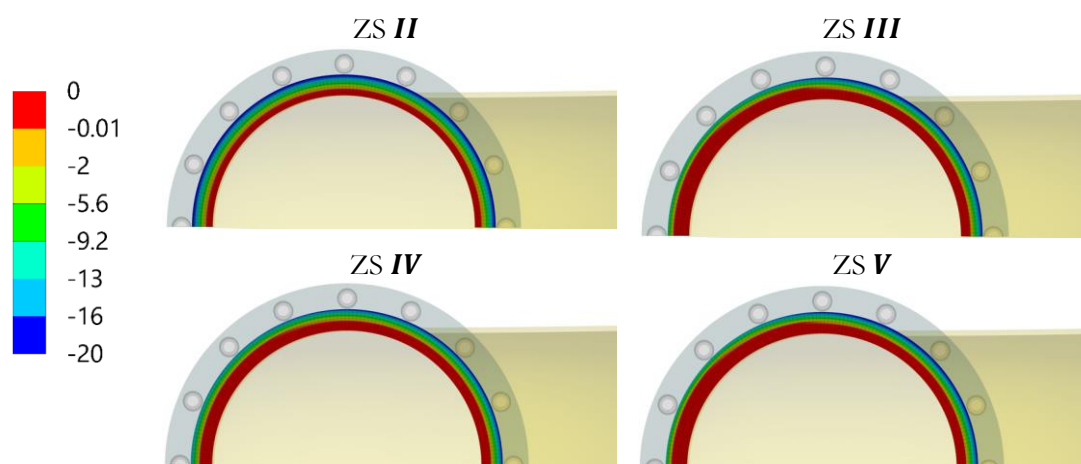


Obr. 60: Očíslování přírubových spojů tlakové nádoby

# DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VYBRANÉHO PŘÍRUBOVÉHO SPOJE

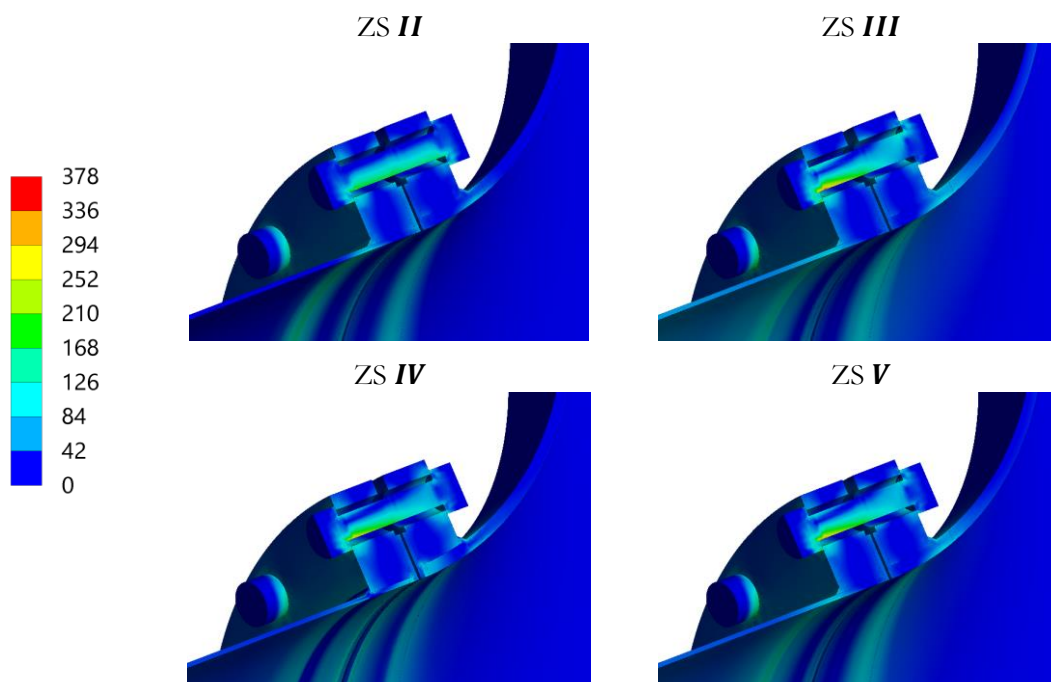


Obr. 61: Axiální deformace (ve směru osy Z souřadného systému na obrázku) [mm] pro všechny zátěžné stavy

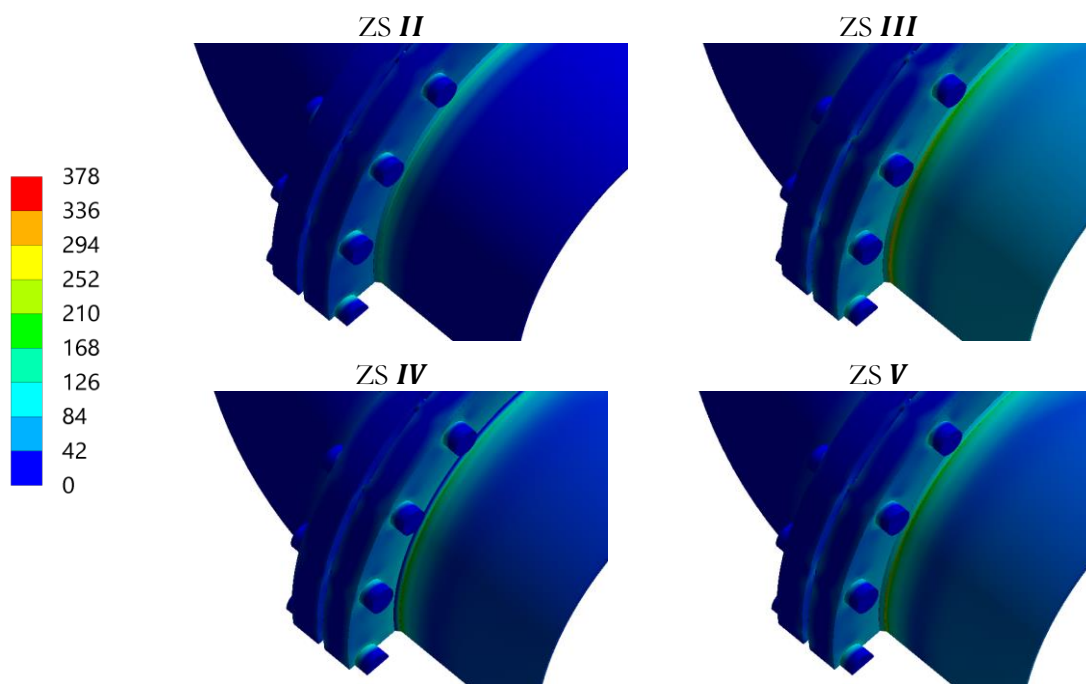


Obr. 62: Normálový tlak [MPa] působící na těsnění pro všechny zátěžné stavy





Obr. 63: Redukované napětí podle podmínky MaxTau [ $MPa$ ] pro všechny zátěžné stavy (detail šroubu)



Obr. 64: Redukované napětí podle podmínky MaxTau [ $MPa$ ] pro všechny zátěžné stavy (detail spojení skořepiny a příruby)